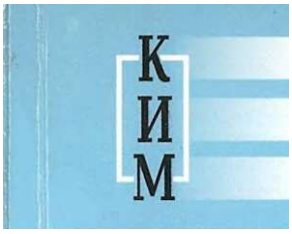
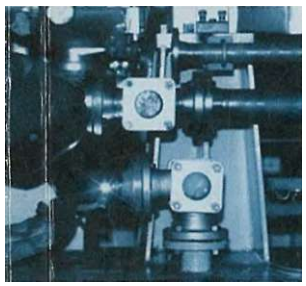
КИМ



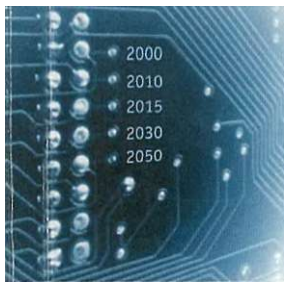
КЛАССИКА
ИНЖЕНЕРНОЙ МЫСЛИ



Д. Ф. Гуревич



РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ



Расчет трубопроводной арматуры





Нефтяные технологии

URSS

Классика инженерной мысли: нефтяные технологии

Д. Ф. Гуревич

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

Расчет трубопроводной арматуры

Издание пятое

URSS
МОСКВА

ББК 34.1 34.4

Гуревич Давид Файвушев

Расчет и конструирование трубопроводной арматуры: Расчет трубопроводной арматуры. Изд. 5-е. — М.: Издательство ЛКИ, 2008. — 480 с. (Классика инженерной мысли: нефтяные технологии.)

Предлагаемая книга, состоящая из трех частей, содержит данные по вопросам конструирования и расчета трубопроводной арматуры. Приведены конструкции арматуры для работы при различных условиях и на различных средах, а также приводы, применяемые для управления арматурой. Представлены сведения о материалах, применяемых для деталей арматуры. Рассмотрены вопросы конструирования основных узлов и деталей. Подробно изложены методы расчета арматуры. Приведены справочные данные, необходимые для конструирования и расчета.

Третья часть книги, составляющая содержание настоящего издания, посвящена методам расчета арматуры. В первых двух частях, выходящих отдельной книгой (М.: URSS, 2008), дается обзор конструкций и приводов арматуры, материалов, используемых в арматуростроении, исследуются вопросы конструирования основных узлов и деталей.

Книга предназначена для инженерно-технических работников заводов, конструкторских бюро и проектных институтов, а также может быть полезна студентам и аспирантам высших учебных заведений.

Рецензент:

инж. В. В. Манеров

Издательство ЛКИ. 117312, г. Москва, пр-т Шестидесятилетия Октября, д. 9.
Формат 60x90/16. Печ. л. 30. Зак. № 1461.

Отпечатано в ООО «ЛЕНАНД».
117312, г. Москва, пр-т Шестидесятилетия Октября, д. ПА, стр. 11.

ISBN 978-5-382-00666-6

© Издательство ЛКИ, 2008

НАУЧНАЯ И УЧЕБНАЯ ЛИТЕРАТУРА

E-mail: URSS@URSS.ru
Каталог изданий в Интернете:
http://URSS.ru
Тел./факс: 7 (499) 135-42-16
URSS Тел./факс: 7 (499) 135-^2^6

5641 Ю 69428

9 785382 006666

Все права защищены. Никакая часть настоящей книги не может быть воспроизведена или передана в какой бы то ни было форме и какими бы то ни было средствами, будь то электронные или механические, включая фотокопирование и запись на магнитный носитель, а также размещение в Интернете, если на то нет письменного разрешения владельца.

ПРЕДИСЛОВИЕ*

Трубопроводной арматурой оснащаются многие установки и агрегаты в химической, нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленности, в металлургии и энергетике.

Большое количество арматуры используется в судостроении, холодильной промышленности, жилищном и промышленном строительстве и других отраслях народного хозяйства.

Быстрое развитие техники вызывает необходимость разработки и изготовления большого количества различных конструкций арматуры для самых разнообразных условий работы. Диапазоны температур, давлений, вязкостей и других свойств применяемых различных сред, в которых работает арматура, непрерывно расширяются, поэтому число проблем, с которыми сталкивается конструктор, несмотря на большое количество выполняемых экспериментальных и теоретических разработок, все время возрастает.

Конструктору приходится решать различные задачи из многих областей: механики, гидравлики, трения и износа, эрозии, коррозии, прочности и жесткости деталей, влияния температурных воздействий и т. д. Он должен прежде всего учитывать условия работы арматуры и обеспечить надежность и долговечность работы конструкции, а также ее технологичность и возможность изготовления с малыми затратами.

В связи с возрастающей ролью автоматизации управления производственными процессами увеличивается роль электрического, пневматического и гидравлического приводов арматуры, дистанционного управления арматурой, что вызывает усложнение-конструкций.

Данные, необходимые конструктору для проектирования трубопроводной арматуры, приведены в настоящей книге. По сравнению с предыдущими изданиями расширен объем материалов по конструированию, увеличено количество таблиц и других справочных данных, предназначенных для практического использования

*** Уважаемые читатели! По техническим причинам пагинация книги приводится со страницы 409. Настоящее издание выходит параллельно с книгой: *Гуревич Д. Ф.* Расчет и конструирование трубопроводной арматуры: Промышленная трубопроводная арматура. Конструирование трубопроводной арматуры (М.: URSS, 2008). Нумерация таблиц и рисунков в обеих книгах сквозная, так как данная книга является продолжением первой. Несмотря на это, настоящее издание может рассматриваться и как самостоятельное произведение. Обе книги снабжены общим предисловием и списком литературы.**

в процессе конструирования. Приведено большое число конструкций арматуры как отечественных, так и зарубежных, среди них много конструкций ЦКБА (Центральное конструкторское бюро арматуростроения).

В книге сохранены размерности, принятые в предыдущих изданиях и применяемые пока в инженерной практике, поскольку сохраняется действие ГОСТов, разработанных в этих единицах измерений, и используются приборы со шкалами, градуированными в *кГ/см*^{2}.

Для справок приводятся соотношения между единицами, часто встречающимися в книге, и новыми единицами ГОСТа 9867—61: килограмм-сила 1 *кГ* = 9,81 *н* (ньютон), давление 1 *кГ1см*^{2} = = 98,Ы0^3 *н1м*^{2}, или приближенно 0,1 *Мн/м*^{2} (меганьютон), температура — *f* С = *Т*° К — 273,15°.

Автор надеется, что изложенный в книге материал поможет инженерно-техническим работникам в решении задач конструирования и расчета арматуры.

Автор

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АРМАТУРЫ

Глава I. ЗАТВОРЫ

1. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ ТРУБОПРОВОДОВ, ОСНАЩЕННЫХ ЗАТВОРАМИ

Гидравлический расчет служит для определения параметров, связанных с гидравлической характеристикой изделия: гидравлического сопротивления (потери напора), пропускной способности (производительности), необходимой площади поперечных сечений полостей и отверстий, профиля плунжера, обеспечивающего требуемую расходную характеристику и т. д.

Арматура, установленная в трубопроводе, создает для движущейся в ней среды дополнительное сопротивление, так называемое местное сопротивление, на преодоление которого тратится энергия.

Затрата энергии выражается потерей скоростного напора, в связи с чем давление перед затвором будет больше, чем за ним. Это вызывает необходимость определять величины, связанные с гидравлическим сопротивлением арматуры: потерю напора или давления (или перепад давлений, т. е. разность давлений до и после затвора), расход среды при данном режиме и т. д.

Все гидравлические расчеты арматуры исходят из нескольких основных формул, но разрабатываются далее в зависимости от типа арматуры и условий ее работы.

В простейшем случае при горизонтальном трубопроводе общий напор расходуется на приведение жидкости в движение.(создание скоростного напора) и преодоление гидравлических сопротивлений, что выражается в виде известной формулы

$$Н = Д\#_0 + АН_т + ИН_е + Ц\ АН_{А\%} \qquad (1)$$

где Я — полный напор;

$АН_v$ — часть напора, затрачиваемая на образование скоростного напора;

$АН_т$ — потеря напора на преодоление трения в трубопроводе;

$ДН_с$ — потеря напора на преодоление сопротивлений в поворотах трубопровода, соединительных частях, коленах, переходах и т. д.;

АНа — потеря напора на преодоление местного сопротивления арматуры (затвора, регулятора и т. д.).

Как известно, в трубопроводах возможны два режима движения среды: ламинарный и турбулентный. В первом случае потеря напора пропорциональна средней скорости потока в трубе, во втором — квадрату скорости, в зависимости от Re_D — числа Рейнольдса, выражающего отношение сил инерции к силам трения в потоке.

При условии Re^ < Re* имеет место ламинарный режим движения; при условии Re_D > Re*—турбулентный режим. Здесь Re^ — число Рейнольдса, отнесенное к диаметру трубы; Re* — критическое значение числа Рейнольдса (обычно для труб принимают Re* = 2320), для различных схем оно различно и может доходить до $Re_K = 2 \cdot 10^4$^ 1 • 10Б.

При Re^, > 10^5 безусловно имеет место турбулентный поток с квадратичной зависимостью ДН = / ($и^2$).

Для труб круглого сечения

$$Re \quad - \quad \frac{v D}{100v},$$

где *v* — скорость движения среды в трубопроводе (средняя по сечению) в *м/сек*\

D — диаметр отверстия трубы в *см*\

v — кинематическая вязкость среды в $м^2/сек$.

Кинематическая вязкость среды может быть задана также в стоксах *(ст)* и сантистоксах (*сст):*

$$1 \ ст = 10\sim^4 \ м^2/сек \backslash \quad 1 \ сст = 10\sim^6 \ м^2/сек.$$

Вязкость среды может быть задана также динамическим коэффициентом вязкости т] в пуазах *(пз)* или сантипуазах *(спз),* связанным с кинематическим коэффициентом v следующим соотношением:

$$v = T^{\wedge} \quad м*/сек,$$

где rj выражено в $кГ\text{-}сек!м^2_y$ *у* — в $Г/см^3$, причем 1 *пз* = 1,02 X X $10\sim^2$ $кГ\text{-}сек/м^2$\ 1 *спз* = $1{,}02\text{-}10'^4$ $кГ\text{-}сек/м^2$.

Величина потери напора при прохождении среды через арматуру может быть в общем случае выражена формулой

$$Д H_л = Av + Bv^2,$$

где *А и В* — постоянные для данной степени открытия арматуры.

При вязких средах и очень малых скоростях решающее значение приобретает первый член *А v,* а в остальных случаях — второй член Bv^2.

В подавляющем большинстве случаев движение среды в трубопроводе имеет турбулентный характер и влияние величины Av на потерю напора невелико, что позволяет этой величиной пренебречь; поэтому при расчете арматуры обычно пользуются формулой

$$\Delta H_A = Bv\backslash$$

Экспериментально доказано, что эта формула более точно должна быть выражена так:

$$\Delta H_A = B V^x,$$

где x может иметь значение от 1,6 до 2,4.

Пока нет достаточных сведений о влиянии конструкции арматуры на показатель степени x, поэтому обычно принимают x = 2.

Опыты на большом числе изделий показали, что для воды, при обычно применяемых режимах движения среды через затвор, может быть принято **x = 2.**

Для гидравлических расчетов арматуры необходимо знать скорость движения среды v в трубопроводе, которую можно определить, зная количество среды, проходящее через трубопровод в единицу времени, т. е. расход G в тоннах за час или Q в кубических метрах за час.

В трубопроводах обычно применяются следующие скорости для транспортировки среды:

Среда	v в *м/сек*
Жидкость	2—3
Газ низкого давления до 6 *кГ/см*^{2}	6—10
Газ высокого давления	12—24
Сжатый воздух	8—16
Насыщенный пар до 12 *кГ/см*^{2}	16—24
Насыщенный пар высокого давления	24—40
Перегретый пар	40—60

Принимаемые скорости среды в трубопроводах зависят от технических и экономических факторов и конкретных условий эксплуатации. Так, на электростанциях скорости в паропроводах высокого давления в связи с большим удельным весом пара при высоких давлениях принимаются более низкие, чем в паропроводах низкого давления.

В гидравлических расчетах обычно применяется система мер: метр—килограмм—секунда. Такая система применительно к гидравлическим расчетам арматуры вызывает необходимость выполнения громоздких вычислений. С целью упрощения расчетов в предлагаемых ниже формулах для гидравлических расчетов арматуры применены следующие размерности: скорость среды в *м/сек,* площадь в *см*^{2}, удельный вес для жидкостей и газов в *г/см*^{3} и давление в *кГ/см*^{2}. Опыт ЦКБА подтвердил удобство применения этих размерностей.

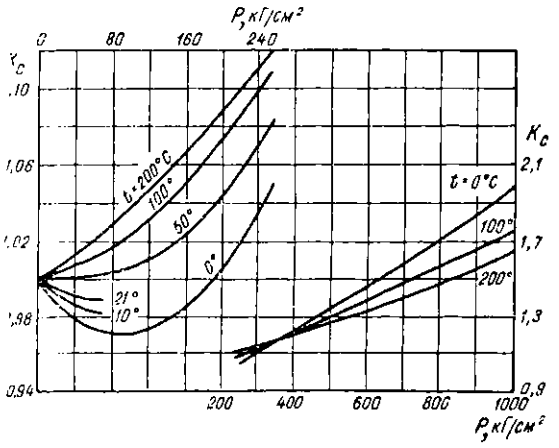


Рис. 290. Значения коэффициента сжимаемости K_c для воздуха

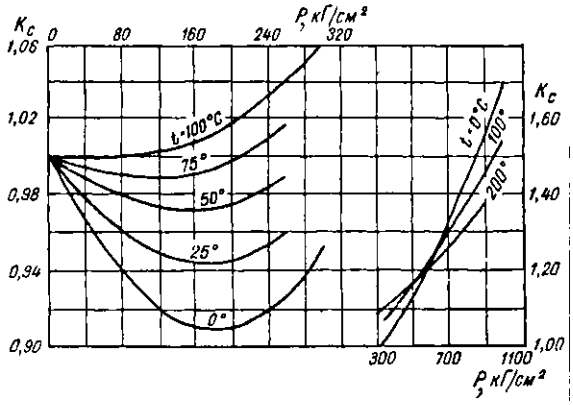


Рис. 291. Значения коэффициента сжимаемости K_c для кислорода

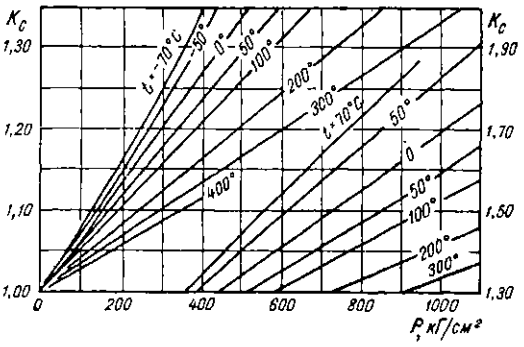


Рис. 292. Значения коэффициента сжимаемости K_c для водорода

Если расход Q задан в *м*^{3}*/ч,* то скорость определится по формуле

$$v = \frac{Q}{0{,}36Л,} \quad м/сек,$$

где F_y — площадь поперечного сечения отверстия трубы по условному диаметру в *см*

Если расход G задан в *т/ч*, то

$$v = \bullet \frac{G}{0{,}36\hat{}7} \quad м/сек. \qquad (2>$$

Здесь y — действительный удельный вес жидкости или газа в *г/см*^{3} при данных условиях, т. е. при давлении (абсолютном) P *кГ/см*^{2} и температуре С.

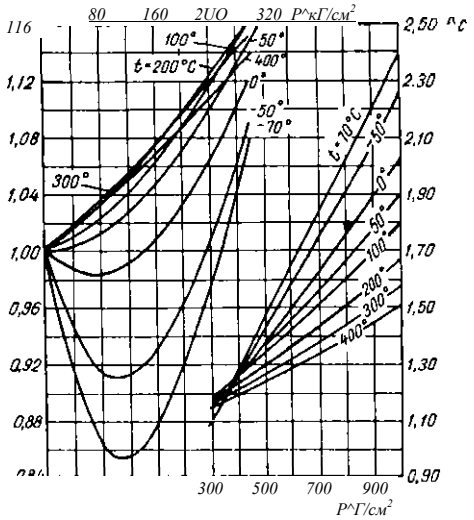


Рис. 293. Значения коэффициента сжимаемости *Кс* Для азота

Если средой является сжимаемая жидкость (газ), то ее удельный вес определяется по формуле

где $y_T = \frac{\0P}{-г}$ *г/см*^{3} — теоретический удельный вес газа при данных условиях, или $y_m = \frac{\0PM}{-uJr;}$

$К_с$ — коэффициент сжимаемости, учитывающий отклонение действительного удельного веса от теоретического (подсчитанного для идеальных газов), некоторые значения $К_с$ приведены на рис. 290—299, для других газов — см. [2];

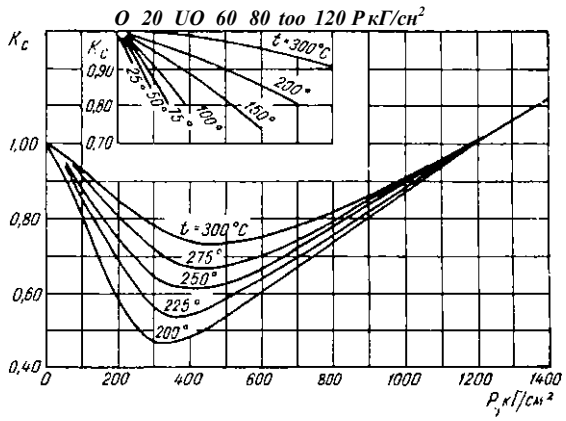


Рис. 294. Значения коэффициента сжимаемости K_c для аммиака

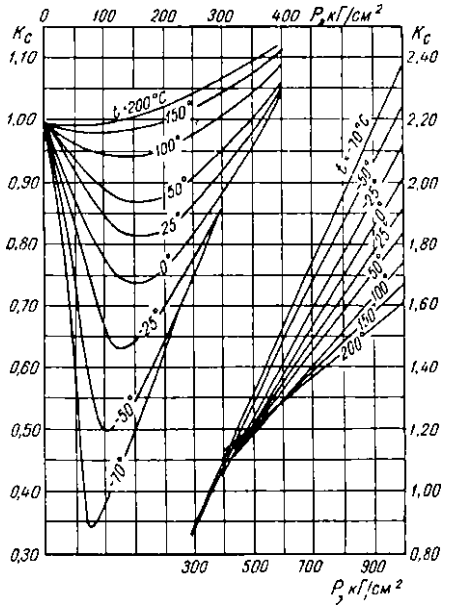


Рис. 295. Значения коэффициента сжимаемости *Кс* для метана

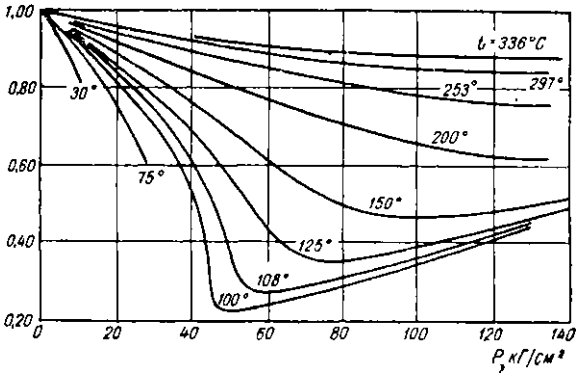


Рис. 296. Значения коэффициента сжимаемости *Кс* для пропана

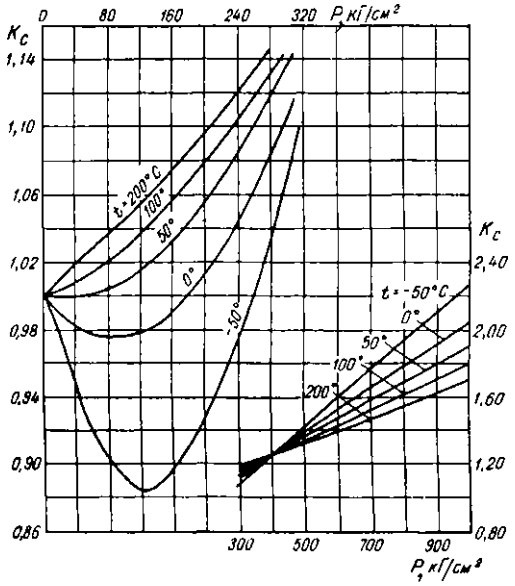


Рис. 297. Значения коэффициента сжимаемости *Кс* Для окиси углерода

Т — абсолютная температура по шкале Кельвина °К, Т = = 273° + t°;

R — газовая постоянная в *кГ-м/кг-град, R* =

М — молекулярный вес (табл. 82).

Потеря напора на затворе может быть определена либо в метрах $ДН_У$ либо в атмосферах ($кГ1см^2$) *АР.* Зависимость между этими величинами выражается следующими формулами.

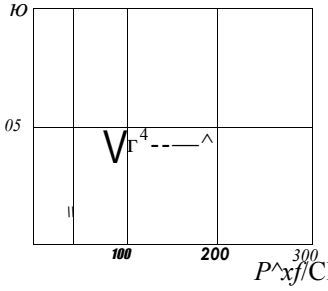


Рис. 298. Значения коэффициента сжимаемости *Кс* Для углекислого газа

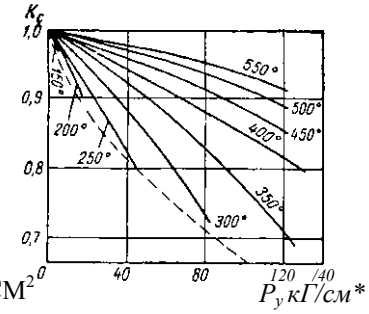


Рис. 299. Значения коэффициента сжимаемости *Кс* для водяного пара

Известно, что столб воды высотой в 10 ж создает давление в 1 $кГ1см^2$, поэтому для воды

$$P = \wedge \quad кГ/см*,$$

где *Н* — напор в *м.*

Для жидкости с удельным весом *-у* соответственно

$$P = *Li \quad кГ/см^2 \quad \text{и} \qquad = \wedge \quad кГ/см*.$$

Так как

$$ДН = \frac{ДР. 10}{} \; м,$$

то формулу (1) можно также представить в следующем виде:

$$P = АР_V + ДР_m + АР_C + 2\ ЛЛ4> \qquad (3)$$

где Р — давление, создаваемое напором Я;

$ДР_v$ — часть давления, затрачиваемая на образование скоростного напора;

$ДР_т$ — потеря давления, вызванная преодолением трения в трубопроводе;

$ДР_с$ — потеря давления, вызванная преодолением сопротивлений в поворотах трубопровода, соединительных частях, коленах, переходах и т. д.;

Таблица 82

Основные параметры некоторых газов

Газ				Критические параметры	
				$T_{кр}$ *	в кГ/см^2
Азот No	30,25	28	1,4	126,0	33,5
Аммиак NH_3	49,8	17	1,32	450,6	111,5
Аргон Аг	21,2	40	1,67	–	–
Ацетилен C_2H_2	32,5	26	1,23	308,9	61,6
Водород H_2	420,5	2	1,41	33,2	12,8
Воздух	29,27	29,96	1,4	132,5	37,2
Гелий Не	211,9	4	1,66	–	–
Кислород 0_2	26,5	32	1,4	154,3	49,7
Метан CH_4	52,8	15	1,3	190,7	45,8
Окись углерода СО	30,25	28	1,4	134,4	34,6
Пропан C_3H_8	19,25	44,1	1,14	370,0	42,0
Пропилен $C_3H_в$	20,15	42,1	–	365,5	45,0
Сернистый газ $S0_2$	13,23	64	1,27	430,4	77,7
Углекислый газ $C0_2$	19,25	44	1,31	304,3	72,9
Хлор Cl_2	11,95	71	1,34	417,2	76,0
Этан $C_2H_в$	28,2	30	1,32	305,3	48,8
Этилен C_2H_4	30,23	28	1,24	282,9	50,9
Азотоводородная смесь N_2+3H_2	99,9	8,5	1,406		

AP_A — потеря давления на затворе или регулирующем клапане, вызванная преодолением данного местного сопротивления, причем

$$bP_A = Pi\text{-}P\%\backslash$$

здесь $P_г$ — давление до местного сопротивления;

$P_г$ — давление после местного сопротивления.

Приняв, что вся потенциальная энергия жидкости превращается в кинетическую, получим скорость движения идеальной жидкости под действием гидростатического напора Я, равной скорости тела, падающего с "этой же высоты

$$v = gH \text{ м/сек},$$

следовательно,

С учетом этих соотношений составляющие формулы (3) имеют следующий вид:

$$\text{ЕЙ?'* кГ/тм}^2>$$

$$\text{д } P\,a = Z\,A - \wedge{}'\,T\,o^{кГ}I^{см}*>$$

где y — удельный вес среды в $г/см^3$\
g — ускорение силы тяжести; g = 9,81 $м/сек^2$;
X — коэффициент трения;
L—длина трубопровода в $м$;
D — диаметр трубопровода (условный) в $м$\
^ — коэффициент местного сопротивления соединительных частей трубопроводов (фиттинги и пр.), т. е. коэффициент пропорциональности между скоростным напором и перепадом давлений на данном местном сопротивлении;
— коэффициент местного сопротивления затвора или регулирующего клапана, т. е. коэффициент пропорциональности между скоростным напором, рассчитанным по условному проходу арматуры, и перепадом давления на этой арматуре.

Подставляя приведенные выше выражения в формулу (3), получаем

$$\text{M ' + 4 + 2 eOvtH} \qquad \wedge$$

Отсюда следует, что при данном общем напоре скорость среды в трубопроводе, а следовательно, и расход среды через трубопровод будут различными в зависимости от сопротивления трубопровода и арматуры, установленной на нем.

Изменение сопротивления арматуры в системе трубопровод — арматура при постоянной величине общего напора изменит и расход среды, причем изменение расхода будет таково, что при вновь установившейся скорости общая сумма потерь напора останется той же. Влияние на изменение скорости будет зависеть от суммарного сопротивления системы.

Для того чтобы не быть связанными величиной сопротивления трубопровода, которая усложняет решение задач арматуростроения, обычно пользуются зависимостью

$$А\ К\ Г\ /\ С\ М\ *\ . \qquad (4)$$

Так как в дальнейшем речь будет идти лишь об арматуре, то для простоты будут применяться обозначения АР, АН и £ без соответствующих индексов.

Чтобы учесть влияние дополнительных факторов на потерю напора, в формулу (4) вводят следующие коэффициенты:

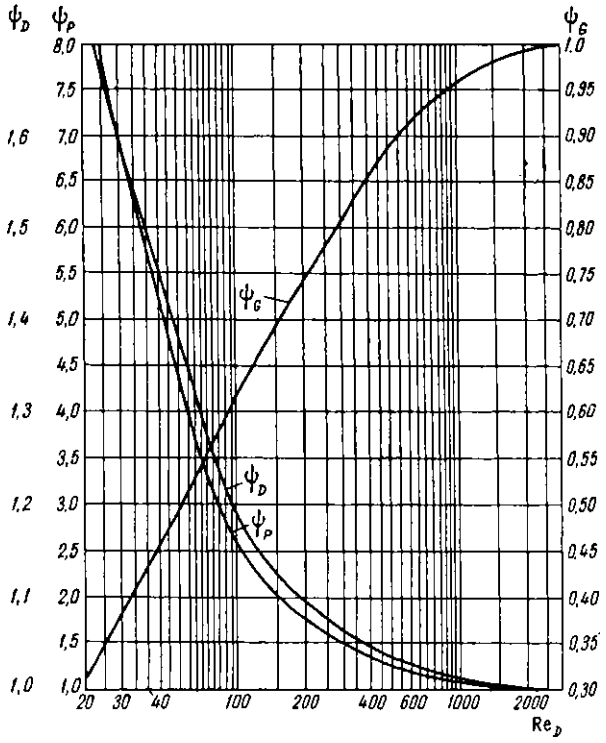


Рис. 300. Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние вязкости среды: — на перепад давлений; **Уо — на** расход среды; tyo — на размер (диаметр) клапана

а) для газообразных сред коэффициент б, учитывающий влияние сжимаемости среды на потерю напора;

б) для вязких сред и малых скоростей коэффициент г|з$_р$, учитывающий влияние вязкости среды на перепад давлений АР.

В общем виде получают формулу

$$Ap = \quad J£.-L \; м\,м^{*}. \qquad (5)$$

В тех случаях, когда величина £ неизвестна, а задано открытое сечение в седле / *см*^{2} и общий коэффициент расхода \i для данной

степени открытия клапана или задвижки , коэффициент сопротивления £ определяют по формуле

$$\left(\frac{M}{м}\right)^2$$

В тех случаях, когда величина £ неизвестна, а задана условная пропускная способность арматуры G_y, коэффициент сопротивления определяется по формуле

Когда скорость среды в проходном отверстии не задана, она определяется по приведенным ранее формулам

$$V = \frac{G}{0{,}36\gamma\rho} \quad \text{или} \quad V = \frac{Q}{0{,}36F_y},$$

где G — весовой расход жидкости в *т/ч*\
Q — объемный расход жидкости в *м*/ч*\
у — удельный вес жидкости в *г/см*^{3}.

Полученные значения v и £ подставляют в формулу (5).

За исключением особых случаев влиянием вязкости жидкости на перепад давлений можно пренебречь (i|?$_р$ = 1). В случаях транспортировки по трубопроводу вязкой жидкости коэффициента г|>$_р$ может быть определен в зависимости от числа Рейнольдса Re_D; при Re_D ^ 1000 = 1; при Re_D < 1000 величина я|)$_р$ определяется по кривой на рис. 300.

2. ПОТЕРЯ НАПОРА В ЗАТВОРАХ

Поскольку свойства сред несжимаемой (жидкость) и сжимаемой (газ, пар) имеют свои особенности, расчет потерь напора для этих сред рассматривается раздельно.

Рабочая среда — несжимаемая жидкость

В этом случае обычно принимают 6 = 1. Часто жидкости, транспортируемые в трубопроводах, имеют малую вязкость; для этих условий г|)$_р$ = 1. Тогда формула (5) приобретает вид:

кГ/смК (6)

Пример. Определить перепад давлений на клапане D_y = = 100 *мм* при расходе воды Q = 80 *м*^{3}*1н.* Коэффициент сопротивления клапана £ = 4,5.

Решение. Скорость среды в трубопроводе

$$v = \frac{0{,}36F_y}{} \sim\sim \frac{0{,}36\cdot 0{,}785\cdot 10^2}{} = 2{,}83 \text{ м/с в К},$$

Перепад давлений

$$\Delta P = \zeta \cdot 1 = {}^{4}\text{-}^{5} \cdot \text{irSr "ПГ} = {}^{\circ}\!>^{184}\ \text{кГ1см}$$

Экспериментальные исследования показали, что значение б = 1 применимо лишь для сравнительно низких температур. С повышением температуры величина б приобретает значение, отличное от единицы и приближающееся по мере приближения температуры к точке кипения к значениям для паров. Для каждой температуры жидкости выявился свои критическии перепад давления $(\Delta P)_{кр}$ сверх которого увеличение давления не вызывает увеличения скорости истечения. Для различных конструкций значение $(\Delta P)_{кр}$ может иметь разные значения.

Для двухседельных регулирующих клапанов со стержневым золотником при испытаниях на воде установлено при t = 20° С $(\Delta P)_{кр} = 0{,}76$, где P_x — в абсолютных атмосферах. Испытание дроссельных шайб — диафрагм также выявило наличие критического перепада давлений при испытаниях на воде.

Рабочая среда — **сжимаемая жидкость (газы и водяной** пар)

Исходным при расчете служит то же уравнение, что и при несжимаемой жидкости. Однако в связи с тем, что плотность газа изменяется в зависимости от давления, необходимо учесть влияние этого явления на потерю напора при прохождении газа через арматуру. Расчетное уравнение в этом случае имеет вид:

$$\Delta P = \qquad \text{кГ/см}$$

где $\gamma_г$ — удельный вес газа при давлении P_{19} т. е. перед затвором, в $Г/см^3$ и температуре t

v_x — скорость движения газа в трубопроводе (при удельном **весе Yi) в** *м/сек.*

Величина б зависит от степени расширения газа, а следовательно, от величины отношения

$$\frac{P_a}{P_i} = \frac{P_j - \Delta P}{P_i} = 1 - \frac{\Delta P}{P_i}$$

Здесь необходимо различать следующие случаи (рис. 301):

а) первый диапазон перепадов давлений $\frac{\Delta P}{P_1} < 0{,}1$;

б) **второй** диапазон перепадов давлений $0{,}5 < \frac{\Delta P}{P_1} < 0{,}9$;

$0{,}5P_1 > \Delta P > 0{,}1P_1$;

в) третий диапазон перепадов давлений $\frac{p}{} < 0,5$; $\Delta P >$

$> 0,5P_г$.

Первый диапазон перепадов давлений. Из законов газодинамики известно, что когда скорость движения газа при данном местном сопротивлении не создает большой разности давлений ($\Delta P < 0,1P_x$), то условия протекания газа незначительно отличаются от условий протекания несжимаемой жидкости.

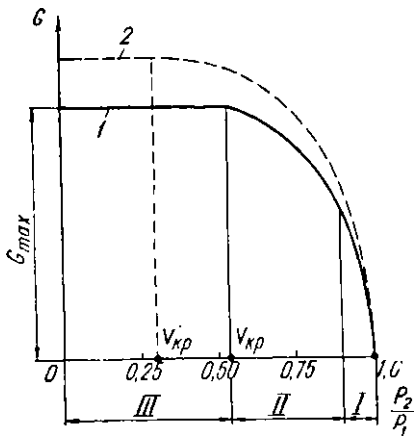


Рис. 301. Изменение расхода газа при истечении из сопла при увеличении отношения давлений $\frac{}{г}$ 1

у _ теоретическая кривая; *2* — экспериментальная кривая для клапана (предохранительного)

В этом случае с точностью, вполне достаточной для практики, можно использовать уравнение для несжимаемой жидкости, т. е. принять $6 = 1$. Следовательно, при условиях, создающих перепад давлений $\Delta P < 0,1P$ т. е. в пределах первого диапазона перепадов давлений, применима расчетная формула (6).

Определим наибольшую скорость движения среды в трубопроводе v_A, при которой перепад давлений на данном местном сопротивлении, при данных условиях (давление, среда) не выходит еще за пределы первого диапазона. Наибольшая скорость будет иметь место при наибольшем перепаде давлений; поэтому, подставляя значение $\Delta P = 0,1^{\wedge}i$ в формулу (6), получаем

$$O_{,}\ IP\ —\ г —\ .\frac{¥\pm}{10'}$$

откуда имеем

$$^{\wedge} =)\ /\ U = 4,44\ /\ g\quad м/сек. \qquad (7)$$

Так как действительная скорость среды v_x в трубопроводе при рассмотренных условиях не превышает v_A, то для первого диапазона перепадов давлений характерной особенностью является условие

Второй диапазон перепадов давлений. Здесь явление расширения газа за клапаном оказывает значительное влияние на движение газа, и оно должно быть учтено. При уменьшении отноше-

ния P_2/P_1 скорость газа в суженном сечении увеличивается и достигает максимума при критическом отношении давлений

$$\frac{P_2}{P_1} = \nu_{кр},$$

которое для случая истечения газа через сопло может быть определено по формуле

$$\nu_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Давление P_2> соответствующее v_{Kpi} называется критическим давлением и обозначается $P_{Кр}$> а скорость — критической скоростью и обозначается v_{Kp}.

Для воздуха и двухатомных газов (кислород, водород, азот, окись азота, окись углерода, хлористый водород) показатель адиабаты k = 1,4, в этом случае v_{Kp} = 0,53 (точнее, v_{Kp} = 0,528). Для перегретого пара и трехатомных газов k = 1,3 и значение критического отношения давлений равно v_{Kp} = 0,55.

Приведенные выше значения v_{Kp} относятся к случаю, когда истечение газа происходит через сопло и в точности не соответствуют условиям работы арматуры, где изменение сопротивления осуществляется путем изменения сечения отверстия в седле. Результаты экспериментов показывают, что с изменением условий истечения изменяется и значение v_{Kp}. Так, при истечении через диафрагму (стенку с острыми краями) v_{Kp} имело значение 0,04 для воздуха (при истечении через сопло v_{Kp} = 0,528), для перегретого водяного пара 0,13 (при истечении через сопло v_{Kp} = 0,546).

Можно ожидать, что для различных конструкций арматуры значение v_{Kp} будет также различно; например, для регулирующих клапанов с полым плунжером оно должно приближаться к значениям при истечении через диафрагму, для регулирующих клапанов со стержневым плунжером значения v_{Kp} должны приближаться (при малой степени открытия клапана) к значениям при истечении через сопло.

Эксперименты, выполненные в НИИхиммаше Т. Ф. Кондратьевой [16], выявили возможность применения для предохранительных клапанов при работе на воздухе $v_{Кр}$ = 0,3-^-0,4, что, вероятно, применимо и для запорных вентилей и клапанов при работе на газах с показателем адиабаты в пределах k = 1,2-5-1,6. В дроссельных клапанах, регулирующих клапанах со стержневым плунжером при большой степени открытия запорной арматуры критическое отношение давлений будет приближаться к теоретическому значению v_{Kp} = 0,5. Если принять приближенно это значение, будут иметь место следующие зависимости.

В пределах второго диапазона перепадов давлений, когда

$$0,5 < A_{<0},9 \quad \text{ИЛИ} \quad 0,5 > ^ > 0,1,$$

расчетная формула имеет вид

$$\Delta P = \frac{v^2}{} \quad кГ/см^*, \tag{8}$$

где

$$б = \frac{}{Pi} \quad [(\text{-ftO-MW}\cdot \tag{9}$$

По данным В, В. Ароновича величину б можно принимать равной

Подставив в формулу (9) значение k = 1,4, получим

$$б = \frac{}{P_1 \sim P_2}$$

Введя это выражение в расчетную формулу (8), получим

688

Величина $\Delta P = P_г - P_2$ из этого выражения определится после того, как путем подбора будет найдено значение P_2.

При k = 1,3

851

Наибольшая скорость среды в трубопроводе в пределах второго диапазона перепада давлений v_B будет иметь место тогда, когда в отверстии седла затвора скорость достигнет критической величины, определяемой по формуле

Подставив k = 1,4, получим для воздуха и двухатомных газов выражение для критической скорости

$$\text{I>к}_\text{Р} = 3{,}38\ \text{V r t}\ .$$

Принимая R = 29,27, получаем при t = 20° С

$$v_{Кр} = 314\ м/сек.$$

Определим наибольшую скорость движения среды в трубопроводе v_B, при которой перепад давлений на затворе (или регулирующем клапане) не выходит еще за пределы второго диапазона.

Для этого воспользуемся формулой

$$\Delta P_{кр} = Ь \,\&\, \wedge - - \$ - к\, Г\, 1\, с\, м \setminus \qquad (10)$$

где $\Delta P_{кр}$ и δ_B соответствуют значениям ΔP и б при критическом отношении давлений $\frac{p}{-у-} = v_{Kp}$, так как наибольшая скорость второго диапазона v_B будет иметь место, когда в открытом сечении седла (наиболее узкое сечение арматуры) скорость среды достигнет критической v_{Kp}.

Величина $\Delta P_{кр}$ определится следующим образом:

следовательно,

$$\Delta P_{KP} = \{P_1 - P_2\}_{KP} = P_1\{\setminus - V_{KP}\}.$$

При $v_{Kp} = 0{,}5$ $\Delta P_{кр} = 0{,}5P_2$.

Величина коэффициента 6_B определится путем подстановки в формулу (9) значений $\frac{P}{у-} = 0{,}5$ и $\Delta P = 0{,}5P_{19}$ в результате чего получим $8_B = 2{,}1$.

Подставив в формулу (10) полученные величины $\Delta P_{кр}$ и $б_в$, получим

$$v_B = 6{,}84 \; V\; I\; L \; м/сек. \qquad (11)$$

Так как действительная скорость среды в трубопроводе при рассмотренных условиях больше величины v_A, но не должна превышать значение v_B, то для второго диапазона перепадов давлений характерным является условие $v_A < v_x < v_B$.

Третий диапазон перепадов давлений. В открытом сечении отверстия седла скорость газа не может быть выше критической. Увеличение давления перед клапаном P_x не вызовет увеличения **скорости** истечения в узком сечении отверстия (см. рис. 301), и **скорость** среды в трубопроводе установится такой, которая соответствует критическому отношению давлений, создаваемому местным сопротивлением при коэффициенте сопротивления С (отнесенном к скорости среды в трубопроводе) и при данном состоянии газа.

Следовательно, во всех случаях, когда $\frac{p}{} < v_{Kp}$, расчет следует вести исходя из условия $\frac{P}{-у-} = v_{Kp}\setminus$ при этом расход среды через трубопровод определится с учетом того, что скорость среды в трубопроводе до затвора или регулирующего клапана равна $v_x = v_B$. Таким образом, для третьего диапазона отношений давлений характерно условие $= v_B$.

Необходимо иметь в виду, что выше рассмотрены случаи, когда сопротивление арматуры создается в связи с перекрытием в седле,

и потеря напора вызывается потерей скорости среды при расширении струи. Сопротивления, создаваемые поворотами струи и другими плавными изменениями потока, могут несколько изменить значения v_A и v_B; однако для практического использования в обычных технических расчетах арматуры приведенные выше формулы для определения значений v_A и v_B применимы.

При малых значениях £ величины v_A и v_B получаются большими и могут превысить скорости звука. Как известно, при истечении газов и паров из цилиндрических насадок скорости истечения не могут превысить скорость звука и реально используемые скорости среды в трубопроводах обычно в несколько раз меньше скорости звука. Полученные значения v_A и v_B показывают не реальные скорости, а пределы скоростей для соответствующих диапазонов перепада давлений. Поэтому полученные данные для v_A и v_D (например, превышающие скорость звука) будут говорить лишь о том, что в реальных условиях перепад давлений на арматуре будет невелик ДР $< 0,1 P_г$ и расчет можно производить без учета влияния расширения газа или пара по формуле для несжимаемой жидкости.

Когда требуется определить перепад давлений (или потерю напора) на арматуре, рекомендуется следующий общий порядок расчета, если средой в трубопроводе является воздух, газ или перегретый пар (k = 1,3):

1) по заданному расходу среды определяют скорость v_x

$$^{\wedge} = \text{lufer}\ ^{м/сек}>$$

2) вычисляют предельные скорости v_A и v_B *(v_B ^ Uv_A)*

$$v_A = 4{,}44\ Y^{м/сек}>$$

3) сравнивая величину v_x с величинами v_A и v_B, определяют, в каком диапазоне отношений давлений находится искомая величина $P_г$

4) определяют перепад давлений на затворе, причем пользуются формулами:

P

а) если $v_x < v_A$, то -^-> 0,9 и $ДР < 0,1 P_{19}$ значит коэффициент б = 1, а расчетная формула имеет вид

кГ/см;*

б) если $v_A < v_x < v_B$, то $0,5 < ^{\wedge}_{г1} < 0,9$ и $0,1 P_{\pm} <$ ДР $<$ $< 0,5 P_X$, а расчетная формула имеет вид: при /5 = 1,4

$$\frac{C°iVi}{688}$$

(- Й - П -

при $k = 1{,}3$

$$\frac{C\text{°iVi}}{851}$$

величина $\frac{p}{y\,1}$ определяется подбором;

в) максимально возможная скорость в трубопроводе $v_x = v_{Bi}$ а перепад давлений на затворе при этом соответствует критическому отношению давлений \кр\ если при расчете получится $v_x > v_{Bt}$ то в действительности будет иметь,место $v_x = v_B$ и $ДP_{Kp} = 0{,}5P_v$

Приведенные выше формулы с использованием показателя $k = ^{г}$- точно отображают адиабатический процесс для идеального газа и соответствуют свойствам реальных газов в области

$$\frac{P}{P\,кр} \quad \frac{T}{T_{кр}} < 0{,}5,$$

где P_{Kp} и $T_{кр}$ — давление и температура [°К1 в критической точке реального газа.

Значения P_{Kp} и $T_{кр}$ для некоторых газов приведены в табл. 82.

Для реального газа при высоких давлениях и температурах, близких к критическим, в формулах адиабатического расширения следует пользоваться не теоретическим показателем адиабаты /г, а объемным показателем k_v реального газа

$$ky = k \frac{}{P^{т}}.$$

Здесь

$$A \sim RT^{1}$$

$$Pm\text{-} \quad \frac{P^{*}\ (\partial Y\ \backslash}{RT\backslash dPj_{T}'}$$

Значения \i$_г$ см. [16].

В практических расчетах достаточно применять коэффициент сжимаемости K_c при определении y (см. п. 1); введение его в известной мере компенсирует отклонения, создаваемые использованием формул, выведенных дл^ идеального газа при истечении реального газа.

Пример 1. Определить потерю давления на вентиле D_y = = 50 *мм* при расходе воздуха G = 1000 *кГ/н.* Давление $P_г$ = = 5 *кГ/см*^{2}. Температура t = 20° С. Коэффициент сопротивления вентиля С = 4.

Решение. 1. Удельный вес воздуха при давлении P_x = = 5 *кГ/см*^{2} и температуре t = 20° С

$$* \ ^{c} \ " f\ t = \frac{29{,}27.293.1}{} = ^{\circ},00582 \quad г,см_{*>}$$

где R = 29,27 и $К_с$ = 1.

2. Скорость движения среды в трубопроводе

$$v_1 = \frac{0{,}36F_y y_x}{} = \frac{0{,}36\text{-}19{,}6.0{,}00582}{} = 24{,}4 \text{ м/сек},$$

где $Fy=0J85D^2_y = 0J85\text{-}5^2 = 19{,}6$ *см*^{2}.

3. Предельная скорость v_A первого диапазона отношений давлений

$$v_A = 64 - 8 \text{ м/сек}.$$

В данном случае имеем $< v_A$, следовательно, отношение давлений находится в первом диапазоне.

4. Определяем потерю давления по формуле для первого диапазона:

Пример 2. Определить потерю давления на вентиле D_y = = 20 *мм* при расходе воздуха G = 10 000 *кГ/ч*. Давление $P_г$ = = 120 *кГ/см*^{2}. Температура t = 40° С. Коэффициент сопротивления вентиля £ = 8.

Решение. 1. Удельный вес воздуха при давлении = = 120 *кГ/см*^{2} и температуре t = 40° С.

$$\gamma = \frac{10P^*}{RTK_C} = \frac{10120}{29{,}27\text{-}313.1} = 0{,}131 \text{ кГ/см}^3.$$

2. Скорость движения среды в трубопроводе

$$v = \frac{G}{0{,}36\gamma F} = \frac{10}{0{,}36\text{-}3{,}14.0{,}131} = 67 \text{ м/сек},$$

где $F_y = 0{,}785D^* = 3{,}14$ см^2.

3. Предельная скорость v_A первого диапазона отношений давлений

$$v_A = 4{,}44 \sqrt{\gamma} = 4{,}44 \sqrt{0{,}131} = 47{,}5 \text{ м/сек}.$$

4. Предельная скорость v_B второго диапазона отношений давлений

$$v_B = 1{,}5v_A = 1{,}5\text{-}47{,}5 = 71{,}8 \text{ м/сек}.$$

5. Определяем диапазон отношения давлений. В данном случае имеет место

$$v_A < v_i < v_B,$$

следовательно

$$0{,}5 < \frac{P_к}{P_н} < 0{,}9.$$

6. Подбираем величину P_2, удовлетворяющую условиям расчетной формулы

$$\frac{P_1}{P_1}\left[1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1,71}\right] = \frac{S\sqrt{Y}}{688} = \frac{8,67\cdot 6,0\cdot 131}{688} = 6,95.$$

Таким образом,

$$\frac{P_1}{P_1}\left[1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1,71}\right] = 6,95, \text{ но } P_1 = 120 \text{ кГ/см}^2,$$

тогда

Вначале примем $\frac{P_2}{P_1} = 0,7$ и посмотрим, насколько близко к искомому это отношение, $y = 0,7^{1,43} - 0,7^{1,71}$. Обозначим $0,7^{1,43} = z_1$ и $0,7^{1,71} = z_2$, тогда

$$\lg z_1 = 1,43 \lg 0,7; \quad z_1 = 0,600;$$

$$\lg z_2 = 1,71 \lg 0,7; \quad z_2 = 0,543;$$

$$y = 0,600 - 0,543 = 0,057.$$

Так как $y < 0,058$, задаемся другим значением $\frac{P_2}{P_1}$. Примем $\frac{P_2}{P_1} = 0,67$, тогда

$$y = 0,67^{1,43} - 0,67^{1,71};$$

$$z_1 = 0,67^{1,43} = 0,564; \quad z_2 = 0,67^{1,71} = 0,504;$$

$$y = 0,564 - 0,504 = 0,060, \text{ т. е. } y > 0,058.$$

Следовательно, $0,67 < \frac{P_2}{P_1} < 0,70$. Принимаем $\frac{P_2}{P_1} = 0,69$, отсюда получаем

$$P_2 = 0,69 P_1 \text{ или } P_2 = 0,69 \cdot 120 = 82,8 \text{ кГ/см}^2.$$

Потеря давления

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 120 - 82,8 = 37,2 \text{ кГ/см}^2.$$

Рассмотренная методика расчета потери напора имеет некоторую условность, так как при таком расчете принимается заданной скорость движения среды, которая, в свою очередь, зависит от сопротивления арматуры. Наиболее точным является определение потери напора с учетом условий работы всего трубопровода, однако конструктор арматуры часто не располагает этими данными и вынужден использовать данные, связанные лишь с условиями работы затвора.

3. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ АРМАТУРЫ

При обычных условиях затвор (клапан, задвижка, кран и т. д.) либо полностью открыт, либо полностью закрыт; промежуточные положения могут иметь место лишь как исключение и не являются основными рабочими положениями затвора.

В связи с этим наибольший интерес в данных видах арматуры представляют собой величины сопротивления затворов **в** открытом положении.

Ниже приводятся некоторые сведения о гидравлическом сопротивлении затворов. Сведения эти, хотя и получены в результате тщательно проверенных экспериментов, все же должны рассматриваться как ориентировочные, так как конструктивные особенности каждого изделия могут существенно изменить коэффициент его сопротивления. Этим в значительной степени и объясняется то обстоятельство, что различные исследователи для одних и тех же видов арматуры дают иногда различные данные. Кроме того, как показали исследования, на коэффициент сопротивления затвора оказывают влияние и качество выполнения внутренних полостей данного затвора.

Гидравлическое сопротивление элементов арматуры

Величина коэффициента сопротивления характеризующая сопротивление данного изделия протеканию через него жидкости, зависит от размеров изделия, его конструкции и конфигурации внутренних полостей, определяющих прямолинейность потока, постоянство сечений и т. д. Коэффициент сопротивления £ определяется для каждой конструкции опытным путем.

С определенной степенью точности можно считать, что каждое из изделий в арматуре представляет собой систему последовательно установленных элементов, создающих сопротивления (поворот струи, расширение, сужение, снова поворот и т. д.), поэтому потеря напора в арматуре будет примерно равна сумме потерь напора в каждом из элементов арматуры. Общий коэффициент сопротивления изделия приближенно можно рассматривать как сумму коэффициентов сопротивления отдельных элементов, т. е.

$$£ = Ci + £2 + £3 + \ . \ . \ . \ +$$

где $£_2$» $£_3$> • • • — коэффициенты сопротивлений элементов арматуры, отнесенные к одной и той же скорости среды в трубопроводе.

Следует иметь в виду, что изменение сопротивления одного из элементов системы может изменить или перераспределить сопротивление в системе, т. е. здесь имеет место взаимозависимость участков потока.

Для оценки влияния составляющих элементов на сопротивление арматуры приводятся данные о сопротивлении наиболее часто встречающихся элементов арматуры в зависимости от их формы и соотношения размеров. При расчете необходимо значения £ относить именно к тем сечениям и скоростям, относительно которых они получены. Применение £ к другим скоростям, в других сечениях может привести к серьезным ошибкам.

Внезапное расширение струи (рис. 302, *а)* создает наибольшие потери напора. В этом случае скорость частиц жидкости теряется на образование завихрений, перемешивание жидкости, нагревание ее и т. д. Приближенная зависимость коэффициента местного сопротивления от соотношения площади сечения трубы до расширения / и площади сечения трубы после расширения *F* потока выражается формулами:

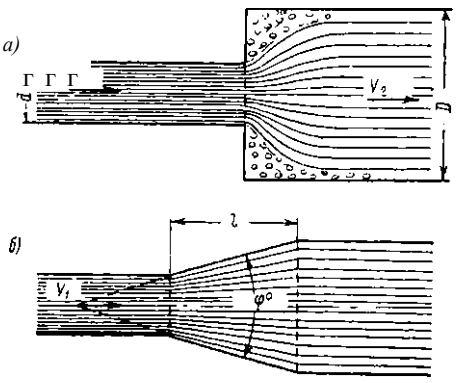


Рис. 302. Схема движения жидкости в переходах: а — внезапное расширение; б — постепенное расширение

где £ — коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости среды в трубе до расширения (табл. 83);

£' — коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости среды после расширения.

Таблица 83

Значение коэффициента местного сопротивления £ при внезапном расширении

f/F	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
	0	0,01	0,04	0,09	0,16	0,25	0,36	0,49	0,64	0,81

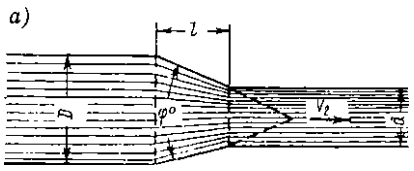
Постепенное расширение струи — диффузор (рис. 302, б) обычно вызывает значительно меньшие потери напора, чем в случае внезапного расширения; поэтому там, где это возможно, переход с внезапным расширением следует заменять конусным переходом с возможно большей длиной I конусной части, т. е. с возможно малой величиной ср.

При малых углах (ср ^ 12°) можно приближенно принимать

$$£ = \sin ф\ (1 —$$

где / — площадь сечения трубы до расширения;
F — площадь сечения трубы после расширения;
ср — угол конуса в переходной части.

Общие потери давления в диффузоре состоят из потерь на расширение и потерь на трение, в соответствии с этим



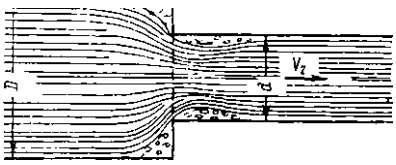


Рис. 303. Схема движения жидкости в переходах: а—постепенное сужение; б — внезапное сужение

$$£ = £r>$$

где

$$C_{„} = e_{Р}\ (i - i)\backslash \qquad n = f;$$

при величине угла расширения ср = 0 ч-25°

здесь $k = 1 - ^2$ — коэффициент, учитывающий влияниеусловий входа на коэффициент сопротивления

$$T — \frac{X}{n^2 — 1}$$

где Я — коэффициент сопротивления трения единицы длины диффузора, зависящий от числа Re_D и степени шероховатости стенок.

Диффузоры с углом ср > 40° дают большое сопротивление, поэтому применение их нецелесообразно. В случае необходимости установки короткого диффузора с углом расширения ср > 40° более целесообразно выполнить внезапное расширение.

П о с т е п е н н о е с у ж е н и е п о т о к а (рис. 303, *а)* создает обычно небольшие потери напора.

При небольшом угле конусности (ср < 5°) и при хорошо закругленном переходе потеря напора имеет место лишь на трение. При этом можно принимать = 0,06^-0,005.

Коэффициент сопротивления отнесенный к скорости среды после сужения, можно определить по формуле

$$p - 0 - f)'$$

Значения т] — коэффициента смягчения входа — приведены в табл. 84.

Таблица 84

Значения коэффициента смягчения входа r

<p°	Г] при *1/D,* равном			Ф°	Г] при *1/D,* равном		
	0,25	0,60	1,00		0,25	0,60	1,00
5	0,80	0,70	0,60	45	0,20	0,13	0,10
10	0,67	0,45	0,31	50	0,18	0,12	0,10
15	0,55	0,32	0,23	55	0,17	0,12	0,10
20	0,45	0,27	0,19	60	0,16	0,12	0,10
25	0,35	0,22	0,16	65	0,16	0,13	0,10
30	0,30	0,19	0,12	70	0,17	0,14	0,10
35	0,26	0,16	0,11	75	0,18	0,15	0,11
40	0,22	0,14	0,10	80	0,19	0,16	0,12

Внезапное сужение потока (рис. 303, б) создает сопротивление, зависящее от отношения сечений *f/F.*

Коэффициент сопротивления отнесенный к скорости потока, после сужения определяется по формуле

$$\zeta' = 0{,}5\left(1 - \frac{f}{F}\right).$$

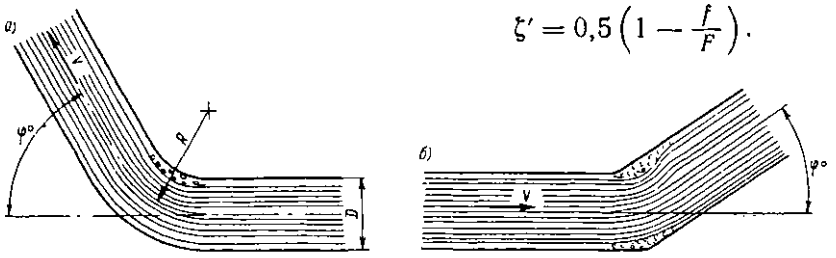


Рис. 304. Поворот трубы: *а* — плавный; *б* — резкий

Плавный поворот трубы (рис. 304, *а)* создает сопротивление, зависящее от величины *D/R,* т. е. от отношения диаметра трубы к радиусу закругления и от угла поворота трубы в месте закругления. В связи с действием сил трения, сил инерции и разности скоростей движения жидкости в трубе по внутреннему и внешнему закруглениям в повороте трубы образуются поперечные потоки жидкости. Эти поперечные потоки создают дополнительные сопротивления и увеличивают площади мертвой зоны в потоке при повороте. В арматуре целесообразно при поворотах потока создавать сечения, приближающиеся к прямоугольным с малой стороной прямоугольника по направлению радиуса закругления.

Для круглой трубы постоянного сечения при повороте на 90° и условии D ^ 2/? ^ 5D (табл. 85)

$$£_{90} = 0,131 + о,1б\ (^-)^{3,5}.$$

Если угол поворота не равен 90°, то $£_ф = £_{90}$

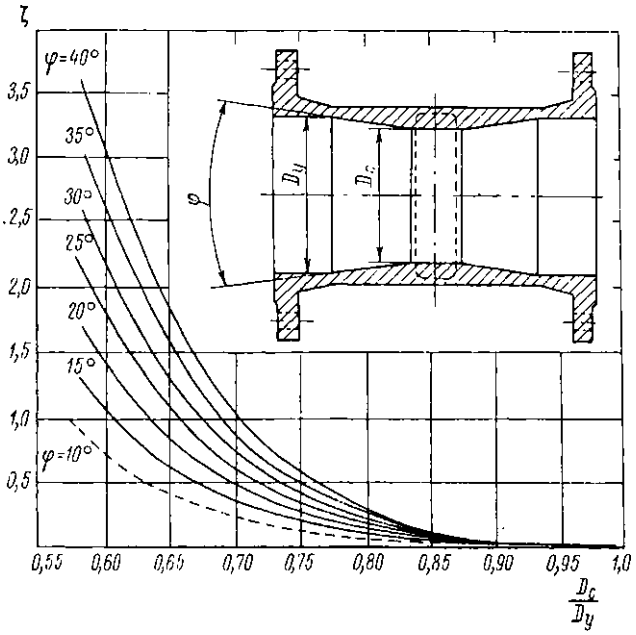


Рис. 305. График изменения коэффициента сопротивления £ для симметричных патрубков

Для труб диаметром 100—1000 *мм* с углом поворота ср = 90° коэффициент сопротивления достигает £ = 0,4-г-0,5.

Р е з к и й п о в о р о т т р у б ы (рис. 304, б) может встречаться в кованой арматуре, где проходы для среды создаются путем сверления отверстий, и в сварной арматуре.

Коэффициент местного сопротивления (табл. 85) может быть приближенно определен по формуле

$$£ = \sin^2 \text{-тг} + 2 \sin^4 \quad .$$

Исследование гидравлического сопротивления симметричных конусных патрубков (рис. 305), приближенно имитирующих за-

движку с суженным проходом, показало, что коэффициент **сопро**тивления здесь может определяться по формуле

где F_c — площадь сечения по суженному диаметру D_c.

Введение «карманов» не дало ощутимых изменений величины

Гидравлическое сопротивление затворов

З а д в и ж к а является одним из наиболее распространенных затворов. Существенным преимуществом задвижек по сравнению с вентилями является малый коэффициент местного сопротивления. Фактические значения £ находятся в пределах от 0,1 до 1,5 в зависимости от размеров и конструктивных особенностей задвижки.

В табл. 86 представлены значения £ некоторых конструкций арматуры.

Таблица 85

Значения коэффициента местного сопротивления при повороте трубы

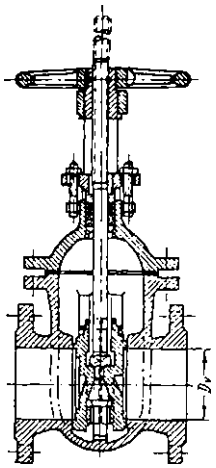
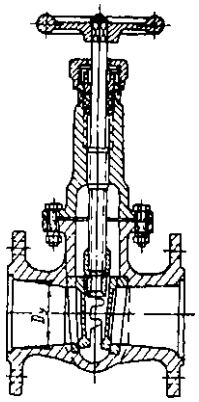
При закруглении. Угол поворота ф = 90°		**При резком повороте трубы**		
$\frac{D}{R}$			**Гладкие трубы**	**Шероховатые трубы**
0,4	0,137	15	0,04	**0,06**
0,5	0,145	30	0,13	**0,20**
0,6	0,157	45	0,30	0,35
0,7	0,177	**60**	0,47	0,55
0,8	. 0,204	90	**1,10**	1,27
0,9	0,241			
1,0	0,291			

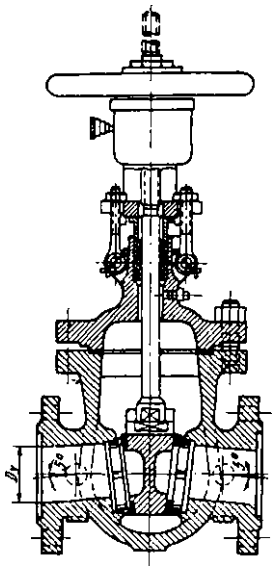
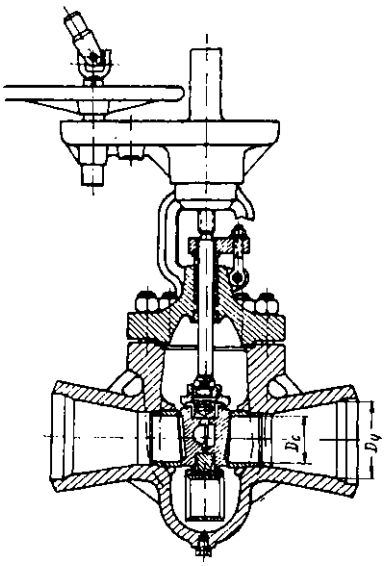
В целях уменьшения габаритов, веса и стоимости задвижки, а также величины хода клина, усилий и моментов, необходимых для управления ею, применяется сужение сечения прохода в корпусе задвижки. Сужение прохода увеличивает коэффициент сопротивления задвижки в некоторых случаях на значительную величину.

Для защиты уплотняющих колец задвижки от разрушающего действия струи и улучшения гидродинамических свойств в задвижках иногда применяют направляющую трубу (рис. 12

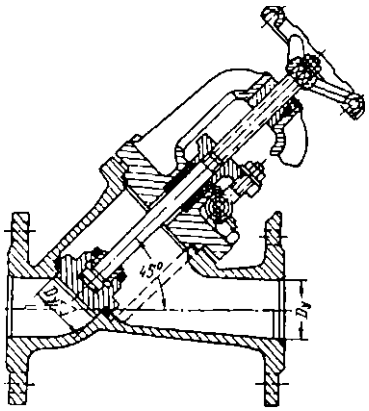
Таблица 86

Коэффициенты гидравлического сопротивления £ и условная пропускная способность G_y (коэффициент пропускной способности k_v) для некоторых конструкций арматуры

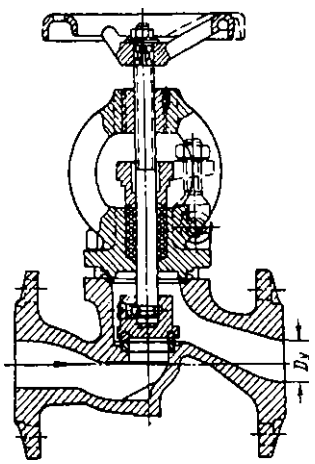
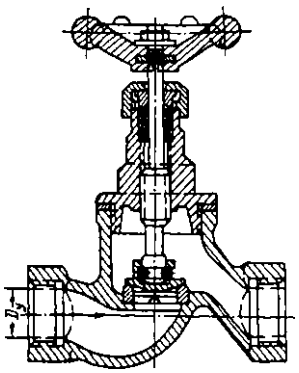
Конструкция	Обозначение	D_y в *мм*		
	30ч6бк; 30ч6бр	50	0,5	140
		80	0,4	400
		100	0,2	885
		150	0,1	2 820
		200	0,1	5 000
		250	0,1	7 850
		300	0,1	11 260
		350	0,1	15 350
		400	0,1	20 000
	30кч70бр	40	**0,6—0,8**	
		50	0,2-0,5	
		70	0,4—0,8	
		80	0,3-0,6	

Конструкция	Обозначение	Dy в мм	
	30с76бр; 30с76нж	50	0,6—0,7
		80	0,4—0,9
		100	0,4—0,5
	30с64бр; 30с64нж	100	0,5—1,2
		150	1,0—1,2
	Задвижки суженные без направляющей трубы	300/200; Ф=36°	1,8
		300/205; Ф=22°	1,45
		200/150; переход криволинейный	0,60
		200/200; переход криволинейный	0,39
		250/200; ф—22°	0,28
		1600/1400; Ф= 14°	0,18

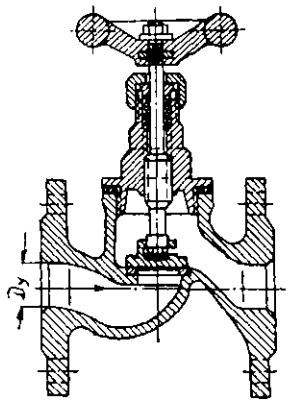
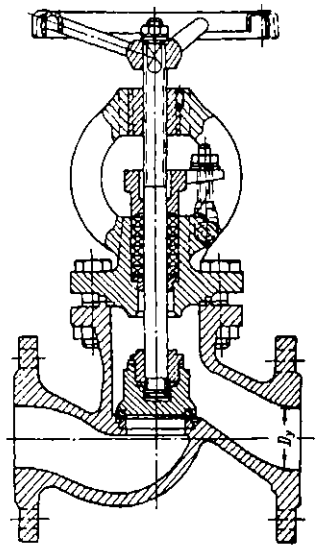
Продолжение табл. 86

Конструкция	Обозначение	Dy в *мм*	
	Задвижки суженные с направляющей трубой	300/200 <p=36°	1,4
		300/205 Ф=22°	1,3
		200/150: переход криволинейный	**0,60**
		250/200; переход криволинейный	0,37
		250/200; Ф=22°	0,23
См. рис. 226	Задвижка бессальниковая	70/42	2,5
		80/50	2,3
	14нж614ст	**80**	**0,8**
	15нж58бк	**80**	**1,0**
	15с58нж	100	1,4
	15с58бр		
	15ч52св D_c—$0,9D_y$	25	2—2,5
		40	2—2,5
		50	2—2,5
	Вентиль прямоточный (по литературным данным)	25	1,04
		38	0,85
		50	0,73
		65	0,65
		75	**0,60**
		100	0,50
		125	0,46
		150	0,42
		200	0,36
		250	0,32

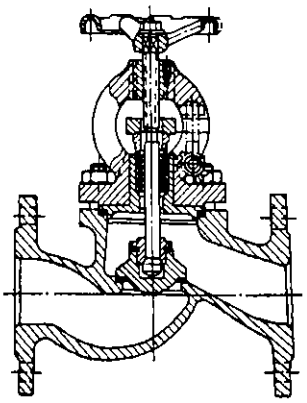
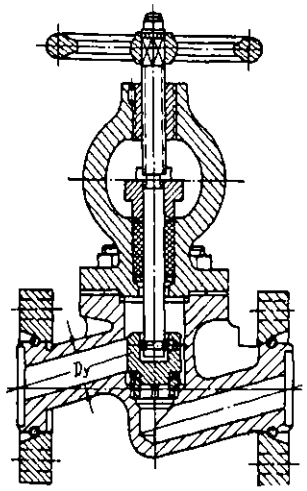
Продолжение табл. 86

Конструкция	Обозначение		
	15кч16бр |	32	5,5
	15кч22бр J	40	5.5
		50	5.6
		70	5,3
		80/70	7,2
	15кч16нж	40	5,8
		50	5,8
		70	6,5
		80/70	7,7
	15кч18р	15	
	15кч18к	**20**	
		25	4,5-f-5,5
		32	
		40	
		50	
	15кч18бр	15	
		20	
		25	5,5-г-6,0
		32	
		40	
		50	

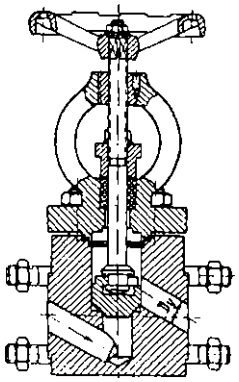
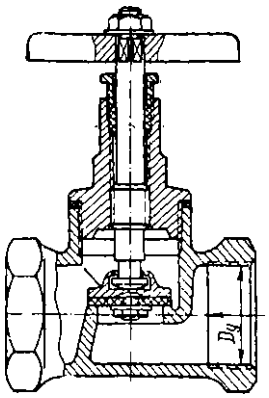
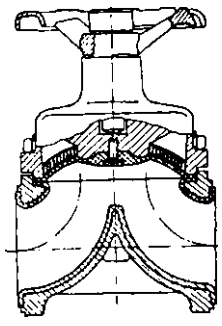
Продолжение табл. 86

Конструкция	Обозначение	D_y в мм	ζ	G_y в т/ч
	15кч19бр	25		11,7—11,0
	15кч19р	32		19,0—18,0
	15кч19к	40	4,5÷5,0	30,0—28,0
		50		46,5—44,0
	15с22нж	40		27—26
		50	5,5÷6,0	42—40
		70		83—79

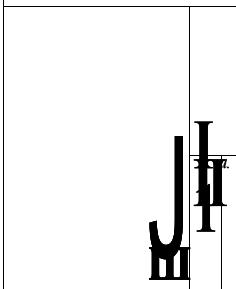
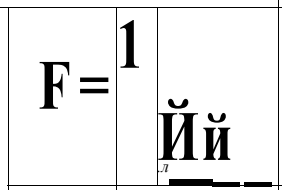
Продолжение табл. 86

Конструкция	Обозначение	D_y в *мм*	ζ	G_y в *т/ч*
	15нж65бк	40	5,8	26,4
		50	6,2	39,6
		70	5,3	84
		80	5,6	107
	15ч14бр	100	5,2	174
	По литературным данным	13	10,8	2,0
		20	8,0	5,6
		40	4,9	28,6
	Вентиль проходной	80	4,0	126
		100	4,1	196
		150	4,4	423
		200	4,7	728
		250	5,1	1100
	15с27нж1	15	5,5—6,0	3,8—3,6
		20		6,7—6,5
		25		10,5—10,1
		32		17,2—16,5

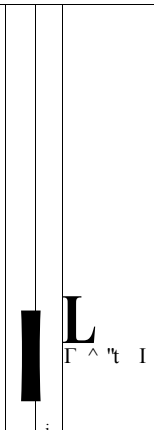
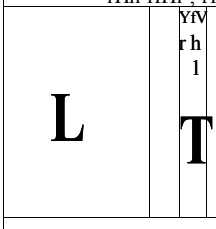
Продолжение табл. 86

Конструкция	Обозначение	Dy в *мм*	
	14нж10бк	25	**8,0**
		32	**8,0**
	15нж64бк	15	
		20	7 - 8
		25	
	15с12бт	**20**	**6,0**
		25	6,7
		32	7,5
	По литературным данным	13	15,9
		20	10,5
		25	9,3
		30	**8,6**
		40	7,6
		50	6,9
	15ч70п I—IX	10	
	15ч71гм1	15	5
		25	3,5
	15ч72п II—III 15ч72гм IV	**100**	4,4
	15ч60гм	25	
		40	
		50	1,5—2,0
		80	
		100	

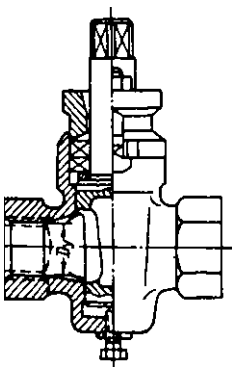
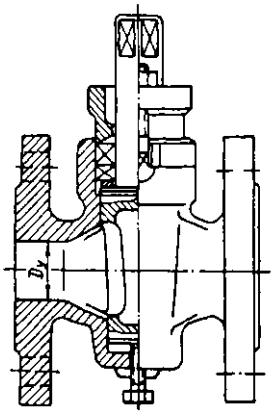
Продолжение табл. 86

Конструкция	Обозначение	Dy в *мм*	C	G_y в *т/ч*
	15с11бк	10	4,2	1,9
	15нж46бк	6 10	4,1 3,3	0,7 2,2
	Ис33ст \ 14с033ст J	25	5,9	10,3
	14нж76ст	10	3	2,3
	15Б34бк-1	10	6,7	1,54
НИШ Г tiff Pal - Ф Т Ш Г * 3	14нж16ст	6 10 15 20 25	5 - 6	0,64—0,58 I,77-1,62 4.0—3,6 7.1—6,5 II,0-10,1
	14нж66ст	50	9	33
rpsr- *-ff=*	15нж077ст; 15нж077ст-1	25 50	8,5 6,5	8,5 39
	Черт. С26189 Движение среды под клапан	25 50 70 100 150	4,6 5,6 5,6 6,0 7,8	11,5 42 82 162 320
i	Движение среды на клапан	25 50 70 100 150	5,8 7,6 8,2 9,2 11,0	10,3 36 68 131 270
См. рис. 222	Электро-магнитный клапан 15кч881р СВА	15 25 40	3,0 5,7 4,2	5,2 10,4 31,0

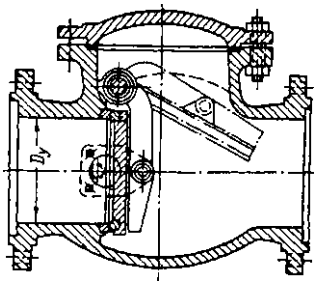
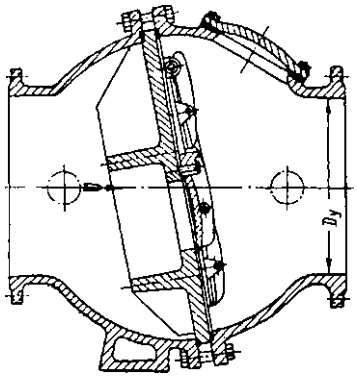
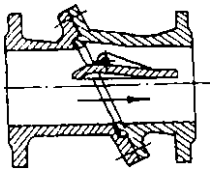
Продолжение табл. 86

Конструкция	Обозначение	*Dy в мм*	C	*Gy в т/ч*
См. рис. 223	Электро-магнитный клапан 15кч888р	25 50	11,5 12,5	7,3 28
	15с13бк	10	2,3	2,6
rПn rfHi , rfm *r&h*	16кч9бр 16кч9нж	32 40 50 70 80	6,3 4,5 9,1 5,8 10,4	16 30 33 81 78,5
	16кч9бт	40 50 70	3,9 6,7 4,0	32 38 97
	16ч6бр	100	6,4	156
	16нж10бк	40	4,6	29,5

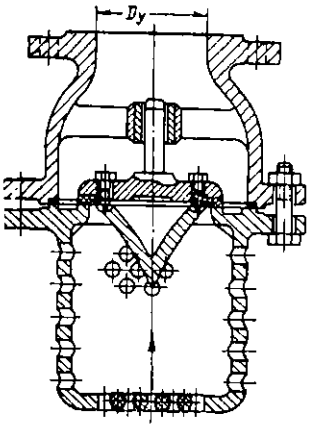
Продолжение табл. 86

Конструкция	Обозначение	D_y в мм	C	GV в т/ч
	Пч3бк	40 50 70	0,9 1,4 1,3	66,7 84,0 170
	Пч6бк	15 20 25 38 40 70 80	0,9 0,4 0,5 1,2 1,0 1,1 1,0	9,4 25 35 37 63,3 185 253
	11Б5бк	15 20 25	0,8 0,7 0,5	9,9 19,0 35,0
	11БЮбк	15 20 25 32	1,0 0,9 0,2 0,4	8,9 16,6 55,5 64,0
	11ч8бк	40 50 70	0,9 0,8 0,9	66,7 111 204

Продолжение табл. 86

Конструкция	Обозначение	Dy в *мм*		
	По литературным данным	40	1,3	56
		70	1,4	165
		100	1,5	323
		200	1,9	1 145
		300	2,1	2 450
		500	2,5	6 270
		750	2,9	26 000
	19ч18бр; 19ч18р (по литературным данным)	**800** 1000	1,8-1,9	
	По литературным данным	100-300	0,3—0,4	

Окончание табл. 86

Конструкция	Обозначение	D_y в мм	ζ	G_y в т/ч
	16ч40	50 100	8,0 7,5	

и 23). Наибольшее влияние она оказывает в задвижке со значительным сужением и большими расстояниями между уплотняющими кольцами. В других случаях гидравлический эффект от ее применения оказывается не более 15%.

Для определения коэффициента сопротивления суженной задвижки может быть использована формула

$$t - c w - H f t - ^{1}) ' -$$

где коэффициент C = 6 ч-8.

Формула применима при сужениях $_{y}$ = 0,6-г-0,8 и угле конусности ф = 15-т-40°.

Задвижки больших проходов диаметром D_y = 500-М ООО *мм,* даже суженные, обычно имеют небольшой коэффициент сопротивления, равный £ = 0,2-т-0,5.

Значения коэффициента сопротивления суженных задвижек приведены в табл. 86.

На величину коэффициента сопротивления большее влияние оказывает длина участка трубопровода за задвижкой и меньшее — до задвижки (по направлению движения потока). За задвижкой необходимо иметь участок длиной ее менее (12ч-15) $D_{y>}$ в противном случае коэффициент сопротивления задвижки может резко возрасти. Известны случаи, когда при коротком участке трубопровода после суженной задвижки коэффициент сопротивления ее возрастал до £ = 3,5ч-4,0 и более.

В е н т и л ь обычно имеет значительно больший коэффициент сопротивления, чем задвижка. На величину коэффициента сопротивления вентиля оказывает влияние как конструкция корпуса, так и форма тарелки.

С допустимой степенью точности гидравлическое сопротивление вентиля можно рассматривать как сумму сопротивлений, создаваемых в корпусе и седле

£ 4"

где $£_a$ — характеризует потерю напора на корпусе;

— характеризует потерю напора в седле вентиля.

Значения £а и Св отнесены к^ — скорости среды в трубопроводе.

При различной степени открытия вентиля влияние ^ и $\triangleright_g$ различно. При малых степенях открытия вентиля решающее

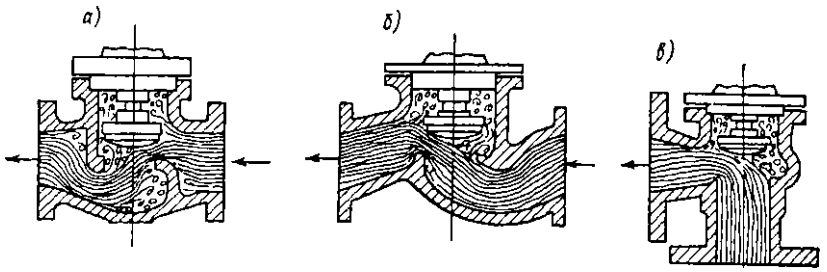


Рис. 306. Схема движения среды в различных корпусах вентилей: а — в корпусе проходного вентиля с вертикальными отделительными стенками; б — в корпусе проходного вентиля с плавными переходами; *в* — в корпусе углового вентиля

значение будет иметь а влияние $£_{fl}$ будет мало. При полностью открытом вентиле, наоборот, влияние обычно мало, и решающее значение имеет Величина зависит от конструкции корпуса.

На рис. 306, *а* показано движение струи в корпусе с вертикальными отделительными стенками, а на рис. 306, б — в корпусе улучшенной конструкции; в последнем, очевидно, потери напора окажутся меньшими, так как поток имеет меньше поворотов и образует меньше завихрений.

Угловые вентили (рис. 306, *в)* обычно имеют меньший коэффициент местного сопротивления по сравнению с проходными.

Исследование вентилей показало, что в литых корпусах плохо очищенные поверхности отливки служили причиной увеличения коэффициента сопротивления на 0,5—1,5 единицы. Тарелки с кожаным уплотнением имели лучшую обтекаемость, чем тарелки с латунными кольцами; поэтому в таких вентилях коэффициент сопротивления уменьшался на 0,5—1,0. Величины коэффициентов сопротивления некоторых вентилей, полученные при испытаниях, приведены в табл. 86.

Кран обычно имеет малый коэффициент сопротивления, несмотря на то, что форма сечения отверстия в пробке удлиненная. Это объясняется тем, что сечения отверстия в кране не имеют резких переходов и потери напора здесь в основном идут на деформацию струи. Некоторые данные о коэффициентах сопротивления кранов приведены в табл. 86.

Поворотный обратный клапан бывает обычной конструкции и «безударной».

Сопротивление поворотного обратного клапана зависит от веса поворотной детали (тарелки), положения ее центра тяжести относительно оси поворота и размеров самой тарелки. Некоторые данные о значениях £ для поворотного обратного клапана приведены в табл. 86.

Пропускная способность затворов

Коэффициент гидравлического сопротивления £ арматуры дает качественную оценку арматуры. Чтобы определить потерю напора на затворе, необходимо знать скорость движения среды v_x. Последняя определяется по расходу G и диаметру трубопровода D_y.

Таким образом, чтобы определить потерю напора ДР при заданном расходе среды G либо, наоборот, чтобы определить предельно допустимый расход, при котором потеря напора не превышает заданной величины, необходимо знать £ и D_y арматуры. Эти параметры арматуры объединяются одной характеристикой G_y — условной пропускной способностью (или k_v — коэффициентом пропускной способности $k_v = G_y$), которая представляет собой количество воды в т/ч, проходящей через арматуру при перепаде давления на арматуре АР = 1 *кПсм*^{2}.

Для определения расхода среды при других условиях- для несжимаемой жидкости пользуются формулой

$$G = G_y \, VAPy \quad m/ч.$$

Более подробно этот вопрос рассмотрен в гл. И.

Значения G_y для различных конструкций арматуры приведены в табл. 86.

Глава II. РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ

1. ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА

Пропускная способность регулирующего клапана, определяющая расход среды через клапан *G т/ч*> может быть определена, если известен ожидаемый перепад давлений на клапане и указаны среда и ее удельный вес. Если необходимых данных для точного решения недостаточно, принимают перепад давлений на клапане заданным заранее, несмотря на то, что сопротивление клапана

оказывает влияние на всю систему и, следовательно, точное решение вопроса о расходе среды через клапан может быть принято лишь с учетом сопротивления системы.

Расход среды через клапан при заданных условиях его работы определится следующим образом. Из формулы (5) для несжимаемой жидкости (6 = 1)

$$= 1\,4\,/\,; \qquad \text{M1CвK_}$$

Подставляя это выражение в формулу (2), получаем

$$a - f\,f\,i\,v\,m\,*\,,\,.$$

или

$$m/ч.$$
$$VI$$

Обозначив $-_{7}L= = aJ)_{(7}$, получаем
$Vyp(j$

$$G = \qquad m/ч.$$

Здесь АР — реальный перепад давлений в *кГ/см²* или подсчитанный с учетом влияния вязкости на увеличение перепада давлений, т. е. с учетом ijy Значения $t|>_0$ в зависимости от числа Рейнольдса приведены на рис. 300.

Для жидкостей, не обладающих повышенной вязкостью, при Re_D 1000 $r|>_0$ = 1, и последняя формула приобретает вид

$$_g = 5\ Ш\ у\ щ \qquad т[ч.$$

Таким образом, чтобы определить расход среды через клапан при данных условиях его работы, необходимо помимо коэффициента сопротивления £ и площади проходного отверстия F_y знать перепад давлений АР, при котором клапан будет работать, и удельный вес среды *у*.

Большие удобства создает введение понятия условной пропускной способности клапана G_y (или коэффициента пропускной способности $K_v)_y$ которые равны расходу воды через клапан при перепаде давлений в одну атмосферу, т. е. при АР = 1 и *у* = 1. Таким образом,

$$^{n} <*v = \hat{}\ \frac{5{,}04F_{„}}{y\,f} \quad .$$

Используя эту величину, расход среды через регулирующий клапан можно определить по следующим формулам.

Если средой является несжимаемая жидкость, то применима формула

$$G=G_yVAPy \qquad m/ч.$$

При $Re_D < 1000$

$$G = \%G_yVbPv \quad m/ч.$$

Если средой является воздух, газ или пар, то расчет производится по формулам: при перепаде давлений $AP < 0,1P_г$

$$G = G_y\ VKPJI \quad m/ч;$$

при перепаде $0,1P_г < ДP < 0,5P_г$

$$G = l_92G_ysV\hat{}Py_1 \quad m/ч.$$

Коэффициент 1,2 принимается с учетом результатов испытаний клапана при работе на сжатом воздухе. При показателе адиабаты

применима также приближенная формула

$$e\ \hat{}\ У\ \ 1 - 0,8\ \hat{}\ .$$

При $k = 1,3$

применима также приближенная формула

где $г$ — коэффициент, определяемый по графикам на рис. 307.

Для перегретого пара или трехатомного газа величина $г$ определяется по кривой, соответствующей $k = 1,3$.

При критическом и сверхкритическом перепаде давлений $АР \hat{} \hat{} 0,5P_1$ расход равен

$$G = G_{Kp} = 1,2 - 0,36,/j/_{20g}_\hat{}_{T/>iYi}(_\hat{}_)\hat{}T \quad m/4$$

или

$$G \qquad / \bullet \qquad \bullet \ . \ .\ ^{2}$$

Здесь G_{Kp} — расход при критическом перепаде давлений.

Для газов и паров с показателем адиабаты k — 1,4 и $k = 1,3$

$$G_{Kp}\ \hat{}\ 3\backslash if\ V{\sim}PWi\ \ mЫ \quad и \quad G_{Kp}\ \hat{}\ 0,6G_y\ V{\sim}f\backslash yi \quad m/ч.$$

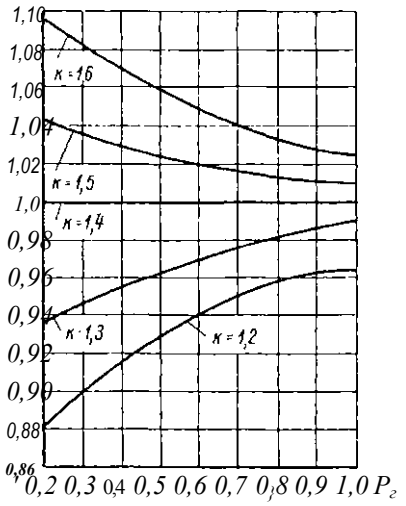


Рис. 307. График значений коэффициента z

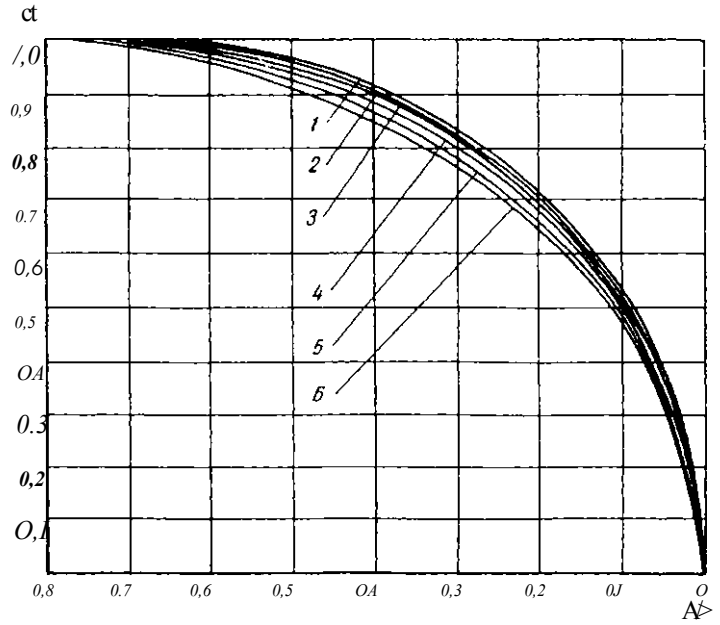


Рис. 308. График значений коэффициента докритического расхода а для газов и паров с различными значениями *k:*

1 - *к* = 1,135 (V =0,35); *2*-*k*= 1,3 (v =0,318); *3*-*k*= 1,4 (v =0,3); *4* —*k*= 1,67 (v o = 0,258); *5*—*k*= 2,0 (v =0,216); *6*-*k* = 2,5 (v =0,163)

Для определения расхода сжимаемой жидкости (газа, пара) через арматуру может быть также использована следующая формула, в которой докритический расход определяется как часть G_{Kp}\

$$G = aG_{Kp}.$$

Здесь а — коэффициент докритического расхода

$$\alpha = \sqrt{1 - \frac{\pm \left(\frac{P_2}{P_i} - \frac{P_2}{P_i}\right)_{кр}}{1 - m_{кр}}}$$

Приняв (-р*") $= \circ^{5}$ получаем $a_{кр} = 1{,}41$ j / ^ r при - р - ^ ^ 0,5 а = 1.

На рис. 308 приведены кривые значений а, уточненных на основании экспериментальных данных [16].

Ускорить расчет можно применением заранее подготовленных табличных данных.

Для докритического перепада давлений можно воспользоваться следующими формулами:

при заданных величинах £ и D_y (а следовательно, и F_y)

$$G = A \hat{} V P \hat{} y[\quad m/ч;$$

если известны площадь открытого сечения f_K и соответствующий коэффициент расхода \i_K

$$G = A \backslash i_K f_K \; VPtfl \quad m/ч;$$

при заданной условной пропускной способности

где А = 5,04 $\{ (v^* - v^{k}) —$ см. табл. 87;

k — показатель адиабаты данного газа;

$$\frac{P_2}{P_i}'$$

Здесь, как и выше, значения P_2 и P_2 — в *ата.*

При расчете регулирующих клапанов следует учитывать, что дросселирование жидкостей с температурой, близкой к точке кипения, может вызвать мгновенное ее вскипание в области пониженного давления за седлом, что резко изменит предполагаемую картину движения среды в регулирующем клапане. Такие процессы иногда имеют место, например в конденсатоотводчиках, когда конденсат с температурой, близкой к точке кипения, вскипает снова при поступлении в область пониженного давления.

Таблица 87

Коэффициенты

$$A - 5{,}04 \sqrt{\ } \quad .1 \quad (\ v^{*} - v$$

$\Pi_{v=} \frac{P_г}{яТ}$	K = 1,135	K = 1,24	K = 1,3	K = 1,4	K = 1,66
	$v_{кр}$ = 0,577	V = 0,557	$V_{кр}$ = 0,546	$v_{кр}$ = 0,528	v = 0,498
1,000	0	0	0	0	0
0,999	0,15	0,15	0,15	0,15	0,16
0,998	0,23	0,24	0,23	0,22	0,23
0,997	0,28	0,28	0,27	0,27	0,28
0,996	0,31	0,32	0,31	0,31	0,32
0,995	0,35	0,36	0,35	0,36	0,36
0,994	0,39	0,39	0,39	0,39	0,38
0,993	0,43	0,43	0,42	0,42	0,43
0,992	0,45	0,46	0,45	0,44	0,45
0,991	0,48	0,48	0,47	0,47	0,48
0,99	0,51	0,51	0,50	0,50	0,51
0,98	0,62	0,71	0,71	0,69	0,77
0,97	0,86	0,89	0,81	0,85	0,85
0,96	0,98	0,99	0,98	0,96	0,99
0,95	1,П	**1,12**	1,09	1,09	**1,10**
0,94	1,19	1,20	1,18	**1,17**	**1,21**
0,93	1,26	1,29	1,28	1,27	1,29
0,92	1,34	1,37	1,36	1,35	1,38
0,91	1,42	1,46	1,44	1,42	1,46
0,90	1,47	1,52	1,50	1,50	1,52
0,89	1,55	1,57	1,55	1,54	1,59
0,88	1,59	1,63	1,57	1,61	1,64
0,87	1,68	1,69	1,67	1,67	**1,71**
0,86	1,71	1,75	1,72	1,73	**1,75**
0,85	1,80	1,80	1,76	1,78	1,82
0,84	1,81	1,83	1,81	1,81	1,87
0,83	1,80	1,88	1,86	1,86	1,91
0,82	1,88	1,91	1,87	1,90	**1**,96
0,81	1,91	1,97	1,94	1,93	2,02
0,80	1,95	1,98	1,98	1,98	2,04

Продолжение табл. 86

Pt	k = 1,135	k = 1,24	k = 1,3	£ = 1,4	* = 1,66
	v_{Kp} = 0,577	V_{Kp} = 0,557	$v_{кр}$ = 0,546	v_{Kp} = 0,528	Vk_p = 0.498
0,79	1,97	2,03	2,01	2,02	2,07
0,78	2,01	2,07	2,05	2,05	2,12
0,77	2,04	2,11	2,07	2,08	2,15
0,76	2,06	2,13	2,11	2,08	2,18
0,75	2,08	2,17	2,14	2,13	2,22
0,74	2,13	2,18	2,15	2,14	2,26
0,73	2,13	2,20	2,18	2,18	2,28
0,72	2,14	2,21	2,19	2,20	2,30
0,71	2,17	2,25	2,21	2,23	2,30
0,70	2,18	2,25	2,25	2,25	2,34
0,69	2,20	2,26	2,26	2,27	2,38
0,68	2,21	2,29	2,27	2,29	2,40
0,67	2,23	2,30	2,29	2,30	2,42
0,66	2,25	2,32	2,30	2,31	2,44
0,65	2,25	2,33	2,31	2,32	2,46
0,64	2,25	2,33	2,33	2,34	2,47
0,63	2,25	2,34	2,33	2,35	2,49
0,62	2,26	2,35	2,34	2,37	2,50
0,61	2,26	2,36	2,34	2,38	2,52
0,60	2,27	2,37	2,36	2,39	2,53
0,59	2,27	2,37	2,36	2,39	2,54
0,58	2,27	2,37	2,37	2,40	2,55
0,57	–	2,37	2,37	2,40	2,56
0,56	–	2,37	2,38	2,41	2,57
0,55	–	–	2,38	2,41	2,58
0,54	–	–	–	2,42	2,58
0,53	–	–	–	2,42	2,59
0,52	–	–	–	–	2,59
0,51	–	–	–	–	2,59
0,50	–	–	–	–	2,60

Примечание, При v < v_{K}р следует принимать значение .А, соответствующее v^.

Рассмотренная выше методика определения расхода среды через клапан используется в том случае, когда известен коэффициент сопротивления клапана или его условная пропускная способность.

При гидравлических расчетах систем размеры клапана часто бывают неизвестны и подлежат определению. Выбор размера регулирующего клапана производится на основе технических данных выпускаемых и уже эксплуатируемых изделий.

В табл. 88 приведены значения G_y и G_e для некоторых конструкций регулирующих клапанов. Величина G_e представляет собой условную пропускную способность клапана, отнесенную к одному квадратному сантиметру площади проходного отверстия корпуса* т. е.

$$G_e = \frac{}{Гу} \quad т/ч \cdot см^2,$$

и может быть названа удельной условной пропускной способностью клапана.

Таким образом, расход среды через клапан при данных условиях его работы можно выразить формулой

$$G = G_e F_y \;] / Д T y \quad т/ч.$$

При $Re_D < 1000$

$$G = \;)_G G_e F_y \; /ДРу \quad т/ч.$$

С использованием данных табл. 88 определение размера регулирующего клапана может быть выполнено по приведенному ниже методу, который должен считаться приближенным, так как точный расчет клапана требует привлечения данных о свойствах системы, в которую он устанавливается.

Для выполнения расчета должны быть известны следующие данные:

1) рабочая характеристика регулирующего клапана (при отсутствии необходимых данных — внутренняя);

2) значения наибольшего *Ge* и наименьшего G_M расходов в *т/ч*, которые должен обеспечить клапан;

3) перепады давлений на клапане $ДР = P_1 — P_2$ *кГ/см* при соответствующих *Ge* и G'_M;

4) удельный вес среды *у, Г/см*^{3};

5) в случае сжимаемой среды — абсолютное давление перед клапаном P_x *кГ/см*^{2}.

При расчете системы устанавливается внешняя характеристика клапана, по которой подбирается соответствующая ей для данных условий внутренняя характеристика. Для этого необходимо знать, какую часть от перепада давлений на всей системе, включая клапан, составляет перепад на клапане при полном его открытии.

Таблица 88

Условная пропускная способность некоторых конструкций регулирующих клапанов

Конструкция клапана	Условный диаметр прохода D_y, мм	Тип плунжера	Полный ход плунжера V, мм	Условная пропускная способность Oy, т/ч	Удельная условная пропускная способность $\frac{Oy}{V}$, т/ч-см^1
Рис.119 и 40	15	Двухседельный стержневой. Характеристика линейная или равнопроцентная	10	4	2,26
	20		16	6,3	2,01
	25		16	10	2,04
	32		25	16	1,99
	40		25	25	1,99
	50		25	40	2,15
	70		40	63	1,64
	80		40	100	1,99
	100		63	160	2,04
	125		63	250	2,04
	150		63	400	2,26
	200		100	630	2,01
	250		100	1000	2,04
	300		100	1600	2,26
Рис. 120	15	Двухседельный стержневой	10	3	1,69
	20		16	5	1,59
	25		16	8	1,63
	32		16	12	1,50
	40		25	20	1,59
	50		25	32	1,63
	70		25	50	1,30
	80		25	80	1,59

Продолжение табл. 86

Конструкция клапана	Условный диаметр прохода. *мм*	Тип плунжера	Полный ход плунжера *мм*	Условная пропускная способность *т/ч*	Удельная условная пропускная способность $т/чсм^2$
Рис. 53	40	Тарельчатый двухседельный		25	1,99
	50			40	2,15
	80			100	1,99
	100			160	2,04
	150			360	2,04
	200			640	2,04
Рис. 186	50	Стержневой односедельный	25	30	1,53
	80		40	76	1,51
	100		63	120	1,53
	125		63	192	1,57
	150		63	302	1,71
	200		90	480	1,53
	250		100	750	1,53
Рис. 121	10	Односедельный полый		1,0	1,27
	20			3,3	1,05
	32			10,5	1,31
	50			31	1,58
	80			82	1,63
Рис. 123	6	Двухседельный сегментный	6	0,5	1,78
	10		6	1,2	1,58
	15		10	3,0	1,69
	20		10	5,0	1,59
	25		10	8,0	1,63
Рис. 108	25	Клапан шланговый	10	15	3,05
	50		20	60	3,06
	80		30	150	2,95
	100		40	240	3,06

Определив величину

$$Д Р_с'$$

где АР — перепад давлений на клапане, *кГ/см²;*

$АР_с$ — перепад давлений на всей системе, включая клапан, *кГ/см²*, подбирают по графикам такую внутреннюю характеристику, которая при заданных условиях работы (величине *s)* давала бы нужную внешнюю характеристику.

После подбора характеристики определяют необходимую условную пропускную способность клапана. Для того чтобы обеспечить некоторый запас пропускной способности, принимают в качестве расчетной пропускную способность клапана на 10% больше требуемой. Таким образом, принимается

$$Ge = 1$$

Тогда условная пропускная способность

$$G_y = \frac{}{VAP_y} \; m/ч.$$

При пользовании этой формулы необходимо иметь в виду следующее. Если перепад давлений на клапане изменяется в зависимости от условий регулирования при постоянном общем напоре на системе (что имеет место сравнительно часто), то при наибольшем расходе среды перепад на клапане будет наименьшим, а при наименьшем расходе среды — наибольшим. Это объясняется тем, что перепад на клапане в этих условиях представляет собой разность между полным перепадом давлений на всей системе и перепадом давлений в этой же системе без клапана. Уменьшение расхода среды осуществляется путем увеличения сопротивления регулирующего клапана, в результате чего перепад давлений на системе без клапана в связи со снижением расхода уменьшается,. а на клапане — увеличивается.

Таким образом, в последнюю формулу при определении условной пропускной способности следует подставить наименьший перепад давлений.

После того как определена условная пропускная способность клапана, выбирают тип клапана из числа имеющихся с учетом требуемой характеристики и пропускной способности.

Если существующие конструкции не могут быть использованы и требуется создание нового клапана, то его размер определяют, используя данные о величинах удельной условной пропускной способности клапанов, близких к нему по типу. Можно также воспользоваться данными табл. 88.

Площадь проходного отверстия клапана определяют по формуле

$$F_y = \frac{G_y}{G_e} \; см^2,$$

после чего находят диаметр проходных отверстий

$$D_y = 1,13]/^{\wedge} \quad см.$$

Если регулирующий клапан работает на вязкой жидкости (при $Re_D < 1000$), диаметр клапана следует откорректировать, умножив его на коэффициент $a|)_D$, зависящий от числа Рейнольдса. Значения $г|)_0$ представлены на рис. 300.

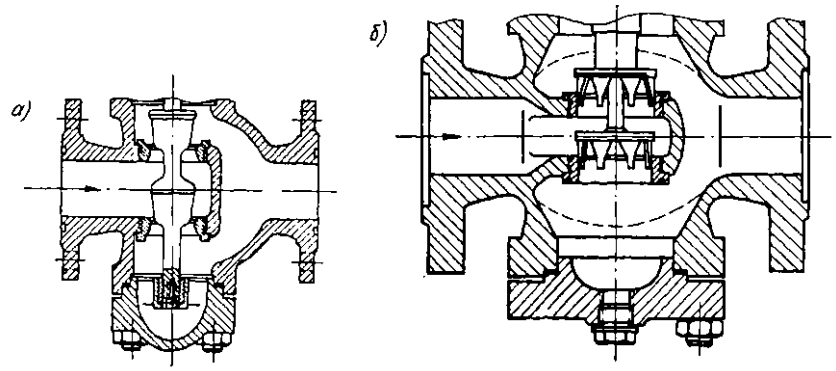


Рис. 309. Регулирующие клапаны: *а* — со стержневым плунжером; *б* — с полым плунжером

Таким образом, для клапана, работающего на вязкой жидкости,

$$D_y = {}^{\wedge}_D l,l3Vfy \quad см.$$

При выборе размера клапана можно пользоваться заранее определенной аналитической зависимостью G_y D^2 или графиком $G_y = ф\ (D_y)$ для данного типа клапана. Расход *Gy* выбирается, как ранее указано, с запасом, путем введения коэффициента 1,1.

Для нормального ряда двухседельных регулирующих клапанов D_y = 20-н 250 *мм* (по ГОСТу 9701—67) со стержневым плунжером (рис. 309, *а)*

$$*>1$$

отсюда

$$Dy^{\wedge}bVGy \quad мм.$$

При расчете с запасом в 1,1 следует пользоваться формулой

$$Dy^{\wedge}z\ 8\ Y\backslash,\backslash G_y \text{ мм.}$$

Значение $D_{y>}$ полученное расчетом, округляется до ближайшего большего значения D_y по ГОСТу 9701—67.

Для двухседельных регулирующих клапанов D_y = 20-f-250 *мм* с полым плунжером (рис. 309, *б)* зависимость G_y при полностью открытом клапане от условного диаметра прохода D_y выражается формулой

$$D^{l}$$

откуда

$$D_y \text{ ^ } 8 \text{ VG}_y \quad мм.$$

Таким образом, наибольшие значения G_y для клапанов со стержневыми и с полыми плунжерами практически можно считать равными.

Для односедельных регулирующих клапанов D_y = 50-ь250 *мм* со стержневым плунжером (см. рис. 186) применима формула

$$D^{2}$$

откуда

$$D_y = 9{,}13 \qquad мм.$$

Значения G_y, определенные по приведенным эмпирическим формулам, соответствуют наибольшей его величине при наивысшем подъеме плунжера в пределах хода регулирования.

Выполненные эксперименты показали, что пропускная способность двухседельных регулирующих клапанов зависит от направления потока. В обычных конструкциях регулирующих клапанов подача среды производится в полость между седлами, поток раздваивается, проходя через отверстия в седле, обтекает рассекатель и снова образует одну струю в отверстии выходного фланца. Если направить поток в обратном направлении, т. е. сначала по направлению к рассекателю с тем, чтобы, проходя через отверстия в седле, среда поступала в пространство между седлами, и затем на выход, то пропускная способность регулирующего клапана может увеличиться на 50—60%. Таким образом, при использовании регулирующих клапанов с «обратным потоком» могут быть применены клапаны следующего, меньшего размера.

Определение размера регулятора прямого действия или редукционного клапана производится по той же методике, что и определение размера регулирующего клапана. При этом считают, что путем регулирования усилия пружины будет обеспечена необходимая пропускная способность регулятора при требуемом перепаде давлений. Так же как и в регулирующих клапанах, запас пропускной способности принимается равным 1,1.

Для регулятора прямого действия D_y — 50-Ч-150 *мм* односедельного с тарельчатым плунжером (рис. 310) конструкции, приведенной на рис. 55 (редукционного клапана), применима формула

$$D^1$$

$$^{\circ}y = m\check{u}^* \quad \text{где Dy}\sim\sim \quad \text{в жж}'$$

откуда

$$D_y = 13\ VG_y \quad мм.$$

Коэффициент сопротивления таких регуляторов при полном подъеме тарелки равен £ = 45 (регуляторы не полнопроходные).

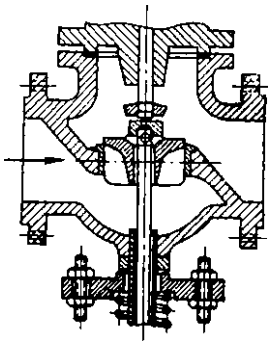


Рис. 310. Регулятор давления с тарельчатым плунжером, снабженным направляющими ребрами

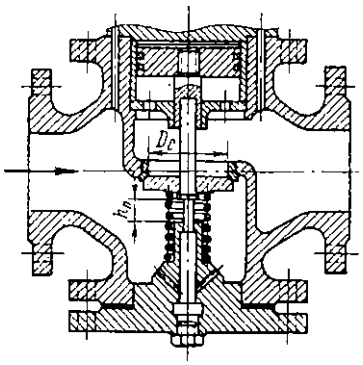


Рис. 311. Регулятор давления с тарельчатым плунжером без направляющих ребер

Для регулятора прямого действия (Dj, = 50ч-150 *мм),* конструкции, изображенной на рис. 56, односедельного, с тарельчатым плунжером (рис.311) применима формула

$$\underline{\Delta_y}$$

$$138'$$

откуда

$$Dy\text{^}UJSVGy \qquad мм.$$

Коэффициент сопротивления таких регуляторов при полном подъеме тарелки равен £ ^ 20-^-30 (регуляторы не полнопроходные).

По окончании расчета регулирующего клапана или регулятора прямого действия рекомендуется поверить, обеспечивает ли выбранный размер требуемые расходы G_6 *w* G_M.

Гидравлический расчет регулирующих клапанов и регуляторов прямого действия представляет собой сравнительно сложную задачу. Получить универсальный и в то же время достаточно

точный метод расчета для различных типов клапанов, регуляторов, для различных сред, давлений и режимов работы пока еще не представилось возможным.

Наиболее правильным представляется путь разделения регулирующих клапанов и регуляторов на группы в зависимости от их назначения, с тем чтобы применительно к отдельным группам получить для расчета уточненные экспериментальные данные.

2. РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛУНЖЕРОВ

Регулирующие клапаны, предназначенные для непрерывного регулирования, снабжаются плунжерами, имеющими сложный фасонный профиль, который обеспечивает регулирующему клапану определенную расходную характеристику. Расходная характеристика (статическая) определяет зависимость между условной пропускной способностью клапана G_y (или коэффициентом пропускной способности K_v) и ходом плунжера h в относительных величинах.

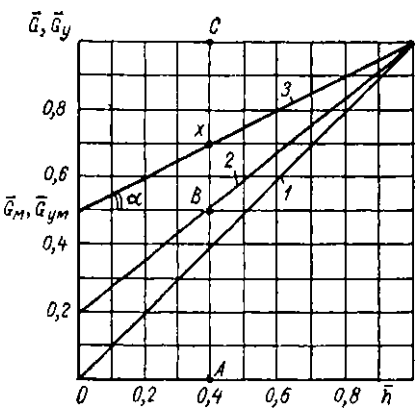


Рис. 312. Линейные характеристики:

Существуют следующие расходные характеристики плунжеров: линейная, параболическая и равнопроцентная (логарифмическая). Наиболее часто применяется линейная характеристика, реже — равнопроцентная, параболическая—в редких случаях.

При линейной расходной характеристике обеспечивается пропорциональная зависимость между весовым расходом среды G и перемещением плунжера Л, отсчитанным от крайнего нижнего его положения в пределах хода регулирования. В общем виде эта зависимость может быть представлена уравнением прямой линии, не проходящей через начало координат (рис. 312),

$$G = ch + G_M,$$

где c — постоянный коэффициент, зависящий как от конструкции и размеров клапана, так и от среды и перепада давлений

G_M — минимальный расход среды (при $h = 0$).

Наиболее часто регулирующие клапаны изготовляются таким образом, чтобы при опущенном плунжере клапан был перекрыт,

тогда $G_M = 0$ и зависимость ход плунжера — расход выражается графически прямой линией, проходящей через начало координат, $G = ch$.

Указанные зависимости выражены в абсолютных величинах. В относительных величинах приведенные уравнения будут представлены следующим образом:

$$G = ch + G_M \quad к \quad G = ch,$$

где G — расход среды, выраженный в относительных единицах (например, в %) от наибольшего расхода G_6 в пределах регулирования, т. е. $G = \frac{G}{G}$;

G_M — минимальный (нерегулируемый) расход среды, выраженный в относительных единицах,

h — перемещение плунжера, соответствующее расходу G, выраженное в относительных единицах, $h = \frac{}{n}$, где h_n — полный ход регулирования, или регулирующий ход;

c — постоянный коэффициент, равный $c = \frac{6}{hn}$; $h = G_6 = 1$ и $h_n = 1$, следовательно, $c = 1 - G_M$.

Подставив это значение с, получим уравнение линейной характеристики в относительных величинах

$$G = (1 - G_M)h + G_M.$$

При $G_M = 0$ уравнение примет вид

$$G = A.$$

На рис. 312 это представлено графически. Для точки x расход G равен

$$G = Лх = AB + Bx = G_M + h \operatorname{tg} a,$$

но

$$\operatorname{tg} a = \frac{}{hn}$$

поэтому получаем то же уравнение

$$G = (1 - G)h + G_M.$$

Это уравнение определяет линейное изменение относительного расхода среды с подъемом плунжера, т. е. представляет собой рабочую линейную характеристику плунжера.

Весовой расход среды зависит от удельного веса и скорости среды, т. е. от факторов, не зависящих от регулирующего клапана. Для того чтобы создать внутреннюю характеристику плунжера, необходимо исключить эти факторы.

При заданных постоянных условиях работы регулирующего клапана (среда, перепад давлений, температура) весовой расход прямо пропорционален условной пропускной способности клапана G_y (или коэффициенту пропускной способности K_v); поэтому уравнение линейной характеристики плунжера примет вид

$$G_y - Cyh + G_{yM} \qquad (12)$$

и при $G_{yM} = O$

$$G_y = Cyh,$$

где G_y — условная пропускная способность клапана при рассматриваемом положении плунжера;

G_{yM} — минимальная пропускная способность клапана;

c_y — постоянный коэффициент.

Используя относительное значение $G_u = \frac{G}{G_{уб}}$ и соответственно $= \frac{G_y}{G_{уб}}$ получим аналогично приведенному ранее

$$G_y = (1 - G_{yM})h + G_{yM}.$$

Это уравнение представляет собой внутреннюю линейную характеристику плунжера, обеспечивающую получение рабочей линейной характеристики при постоянном перепаде давлений на клапане и при незначительном сопротивлении системы без клапана.

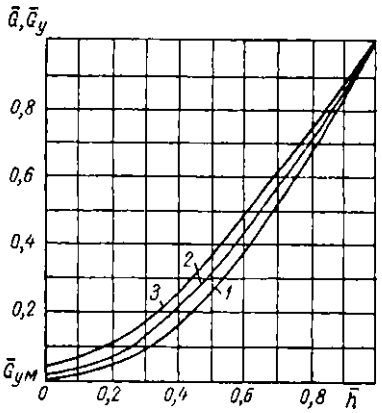


Рис. 313. Параболические характеристики:

Значения относительных величин G, G_y и К могут изменяться в пределах от 0 до 1.

При параболической расходной характеристике обеспечивается следующая зависимость (рис. 313):

$$G = ch^2 + o^*; \qquad (13)$$

когда $G_M = O$

$$G = ch\backslash$$

Выразив зависимость между расходом и подъемом плунжера в относительных величинах, как это было сделано при описании линейной расходной характеристики, получим

$$G = ch^2 + G_M \quad u \quad G = ch\backslash$$

При ft = 1 $G = G_6 = 1$, тогда $1 = c + G_{Mi}$ откуда $c = 1 - G_{M>}$ и формула приобретает вид

$$G = (1 - GJ /? + G_M;$$

при G_a = О

h^2.

Эта зависимость определяет собой расходную параболическую характеристику.

Условная пропускная способность G_y выражается зависимостью $G_y = c_y h^2 + G_{yM}$, и в относительных величинах

$$G_y = (1-G_{yM})h^2 + G_{yM}.$$

Последнее уравнение дает внутреннюю параболическую расходную характеристику плунжера, обеспечивающую получение рабочей параболической при постоянном перепаде давлений на клапане и при незначительном сопротивлении системы без клапана.

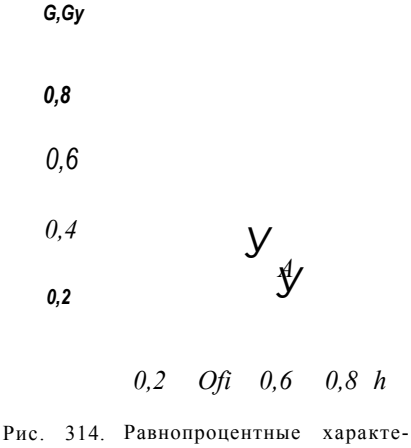


Рис. 314. Равнопроцентные характеристики:

G_m = 0,02; 2 - G_{yM} = 0,04; з — 0,1

При равнопроцентной расходной характеристике (рис. 314) обеспечивается зависимость $\frac{dG}{dh} = cG$, т. е. при этой характеристике первая производная от расхода среды по ходу плунжера пропорциональна величине расхода, следовательно, подъем плунжера создает увеличение расхода, пропорциональное величине расхода. Отсюда эта характеристика и получила свое название.

Разделив переменные и проинтегрировав обе части, получаем

$$G = G_M e^{ch}, \qquad (14)$$

и в относительных величинах

$$G =$$

где G_M — расход среды при h = 0;

c — постоянный коэффициент.

Величина этого коэффициента определяется следующим образом:

$$\text{InG} = \text{InG}_{,,} + ch,$$

при G = G_6 = 1 и $Tг$ = 1 получаем 0 = InG* + с, откуда c = —InG*. Следовательно,

$$G = G_M e^{-\text{"}GM} = G_M(G_M)\sim h.$$

Окончательно имеем

Это и есть уравнение равнопроцентной рабочей расходной характеристики (см. рис. 314).

Для создания внутренней равнопроцентной характеристики плунжера составим ее уравнение в значениях условной пропускной способности, выраженной в относительных величинах

$$G_y = (G_{yM}y\text{-}».$$

Значения условной пропускной способности клапана для равнопроцентной характеристики при G_{yM} = 0,02 приведены в табл. 89, а при G_{yM} = 0,04 — в табл. 90.

Таблица 89

Значения *Gy* при равнопроцентной характеристике с G_{yM} = 0,02

h	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5'	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Gy	0,020	0,030	0,044	0,065	0,095	0,141	0,209	0,309	0,457	0,676	1,0

Таблица 90

Значения G_y при равнопроцентной характеристике с G_{yM}— 0,04

h	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Cy	0,040	0,055	0,076	0,105	0,145	0,200	0,276	0,381	0,524	0,725	1,0

Если использовать обозначение K_v (коэффициент пропускной способности), уравнения внутренних характеристик получают следующий вид.

При линейной характеристике

$$K_v = c_y h + /C,$$

при $K_{vm,n} = 0$

$$K_v = Cyh;$$

и в относительных величинах $\left(\overline{K}_v = \frac{K_v}{K_{v\,max}} \text{ и } \bar{h} = \frac{h}{h_{max}}\right)$

$$K_v = (1 - K_{v\,min})\, h + K_{v\,min};$$

при $\overline{K}_{v\,min} = 0$

$$\overline{K}_v = \bar{h}.$$

При параболической характеристике

$$K_v = c_y h^2 + K_{v\,min};$$

при $K_{vmln} = O$

$$K_v = c_y h^2;$$

в относительных величинах

$$K_v = (I - K_{vm[n}) h^2 + K_{vmln}\backslash$$

при $/C_{от|п} = 0$

$$/C_0 = A^2.$$

При равнопроцентной характеристике

$$Kv \sim (\hat{}o\ mln)^{1\ Л} \bullet$$

Используя в соответствии с заданной характеристикой одну из приведенных формул, определяют для разных положений плунжера расходы среды, по которым находят размеры открытых сечений в седле и рассчитывают размеры и форму плунжера.

Приведенные выше зависимости, определяющие внутреннюю характеристику регулирующего клапана, имеют место, когда перепад давлений на клапане сохраняется постоянным. В реальных условиях перепад на клапане обычно составляет лишь часть общего перепада давлений на всей системе и изменяется в зависимости от степени открытия самого регулирующего клапана. Это обстоятельство вызывает искажение рабочей внешней характеристики, и она приобретает вид, отличный от внутренней.

Рассмотрим работу клапана на несжимаемой жидкости, установленного в системе с трубопроводом постоянного сопротивления. Коэффициент сопротивления системы без клапана примем постоянным $£_г = const$, а перепад давлений на клапане $АР_к$ изменяется в зависимости от расхода среды.

Согласно принятым условиям

$$AP_к = AP_c - AP_{Т9}$$

где $АР_с$ — перепад давлений на всей системе, включая клапан;
$АР_т$ — перепад давлений на системе без клапана.

Величина $АР_т$ пропорциональна квадрату скорости среды в трубопроводе, следовательно, пропорциональна квадрату расхода среды через трубопровод, поэтому

$$AP_t = --AP_{t6}\hat{} = AP_{t6} G\backslash$$

где $\&P_{тб}$ — перепад давлений на системе без клапана при наибольшем расходе среды $G_б$.

Подставляя выражение $АР_т$ в значение $ДР_к$, получаем

$$АP_к = АP_c - APtfG^2.$$

Обозначим

$$s = \frac{Д P_{кб}}{\partial Pes},$$

Где $AP_{кб}$ — перепад давлений на клапане при наибольшем расходе среды в пределах регулирования;

$ДР_{сб}$ — перепад давлений на всей системе, включая клапан, при наибольшем расходе среды в пределах регулирования.

Ранее было выведено

$$G=G_yVbP_Ky$$

$$G \wedge G\ y\ c\ V\ b\ P \wedge .$$

Разделив первое уравнение на второе, получим

Подставим значение $АР_к$

$$\frac{\text{п}}{0} - \frac{\text{п}}{0}, \hat{y}\ f\ \underline{\text{АРс-АРгбО}\sim}$$

тогда

$$G^2\ AP_K\delta = G\backslash\ (ДР_с — АР_Гб<3^2);$$

следовательно,

$$G^2(bP_{K6} + G^2{}_yAP_Гt) = G^2{}_yAP_c,$$

откуда

$$Э_|/ \quad .$$

Но

$$ЬP_{кб} + 0*\&P_{тб}$$

тогда

$$AP_{тб} = AP* - AP_{кб},$$

$$0 - 1\ /_ \quad \overset{\text{п}}{AP}_{K6}\ \overset{\text{ш}}{+}\ G\wedge P_{сб}\text{-}G'_yAP_{K6}$$

Выделим сократим на $G\backslash$ и заменим $= s$:

$$G — \frac{\quad}{/}\ ДРс$$

Обозначив $= n$, получим

$$G = \frac{\quad}{/}\ \bullet\bullet Ы\wedge\text{-}Ч.$$

При постоянном перепаде на всей системе (рис. 315) $ДР_с = ДР_{сб}$ и п = 1, тогда

$$G = \frac{1}{V}$$

Подставляя различные значения G_y для разных положений плунжера при заданных величинах s, получаем рабочие характеристики для заданных условий.

При линейной внутренней характеристике $G_y = h$ (когда $G_{yM} = 0$), если перепад давлений на системе постоянный, то для разных значений s получим кривые, приведенные на рис. 316. Для равнопроцентной характеристики $G_y = (G_{yM})^{l''\sim h}$ при $G_{yM} = 0{,}04$ для разных s кривые приведены на рис. 317. Аналогично этому могут быть получены кривые для других значений G_{yM}.

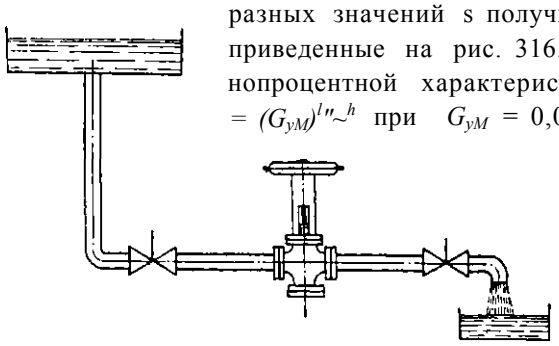


Рис. 315. Схема работы клапана в условиях постоянного напора в системе

В случае, если клапан работает в системе с насосом при изменяющемся перепаде давлений на системе, то расчет усложняется в связи с необходимостью установить зависимость $n = / (G)$ с учетом характеристики насоса.

Графики на рис. 316 и 317 показывают, что если на клапан приходится небольшая часть напора по сравнению с общим, то рабочая характеристика значительно отличается по виду от внутренней.

В случае, если при положении полного открытия регулирующий клапан принимает на себя значительную часть полного напора (0,8 и выше), то приближенно можно считать, что при линейной характеристике плунжера перемещение последнего вызовет пропорциональные изменения расхода. Если же при положении полного открытия регулирующий клапан принимает на себя меньше 0,8 напора, то пропорциональная зависимость, несмотря на линейную характеристику плунжера, не будет выдержана.

Анализ графиков рабочих равнопроцентных характеристик на рис. 317 показывает, что при малых значениях s внутренняя

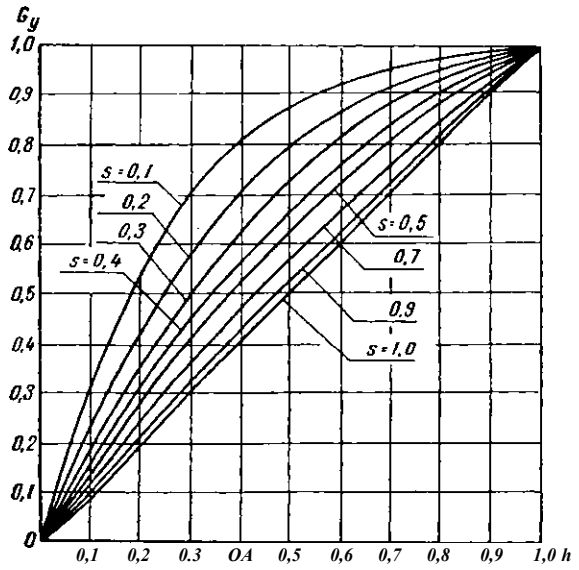


Рис. 316. Рабочие расходные характеристики при внутренней линейной характеристике $G_y=h$ и при различных значениях s; перепад давлений в системе ΔP_c = — const

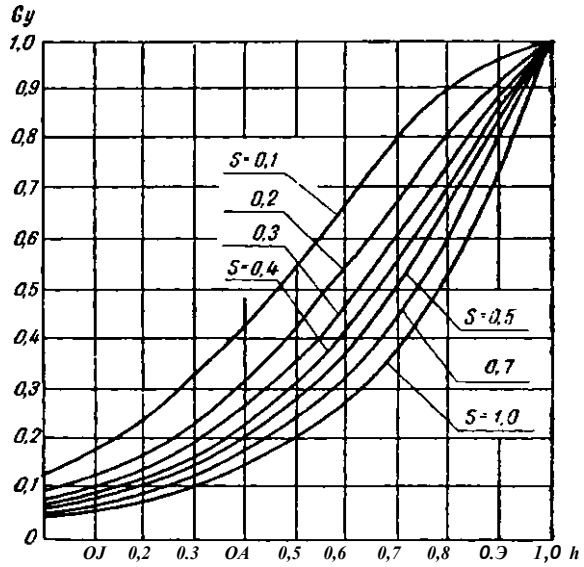


Рис. 317. Рабочие расходные характеристики _при внутренней равнопроцентной характеристике G_y = = $\phi_{ум})^{1\sim H}$ при $G_{уМ}$ — 0,04 и разных значениях s; $ДР_С$ = const

равнопроцентная характеристика плунжера обеспечивает рабочую характеристику, приближающуюся к линейной, в то время как клапаны с внутренней линейной характеристикой при малых значениях *s* создают рабочие характеристики, далекие от линейной.

В подавляющем большинстве случаев в системах необходимо обеспечить линейную рабочую характеристику регулирования. При выборе плунжера необходимо учитывать значения *s*. При больших значениях s для обеспечения рабочей линейной характеристики можно использовать плунжеры с линейной внутренней характеристикой. Если значения *s* малы (0,4 и менее), более целесообразно применять клапаныс внутренней равнопроцентной характеристикой при G_{yM} = 0,02^-0,04, которые в этих условиях создают рабочую внешнюю характеристику, близкую к линейной. Такой метод может быть применен, когда используются готовые плунжеры, изготовленные заводами для общепромышленной арматуры.

В тех случаях, когда проектируют плунжер для конкретных условий работы регулирующего клапана, внутренняя характеристика плунжера может быть так откорректирована, что при заданных. условиях (величина s и изменение перепада давлений на системе) она будет обеспечивать получение необходимой внешней характеристики: линейной, равнопроцентной и пр. С этой целью Р. Д. Гинзбург разработана система необходимых внутренних характеристик, обеспечивающих для несжимаемых жидкостей нужную рабочую характеристику при заданной величине **5.**

Из ранее полученной формулы имеем

где п = / (G).

Для случая постоянного перепада давлений в системе, когда $n = 1$,

Подставляя при заданном значении s различные величины G, получают значения G_y. При линейной внешней характеристике G = _*h* (если $G_{yM} = 0$), при равнопроцентной характеристике G = — $(G_M)^{l}$~~^{h}. Таким образом, определяется необходимая внутренняя характеристика для получения заданной внешней. На рис. 318 приведена необходимая внутренняя характеристика клапана для получения линейной $G_y = h$ при различных значениях *s*. На рис. 319 показана необходимая внутренняя характеристика клапана для

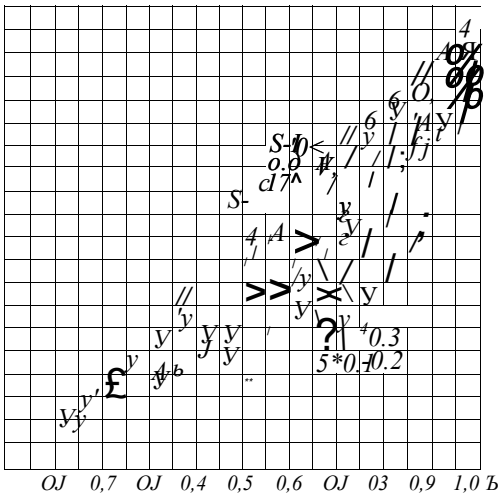


Рис. 318. Внутренние расходные характеристики, необходимые для получения рабочей линейной $G_y=h$ при различных значениях s; $ДР_C=1=\text{const}$

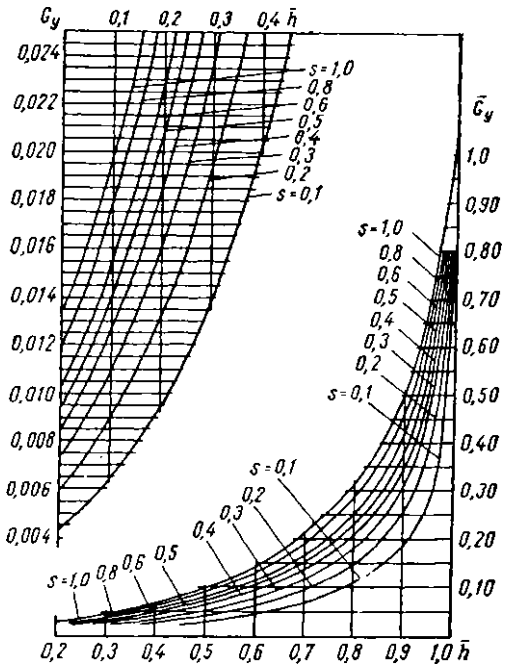


Рис. 319. Внутренние расходные характеристики, необходимые для получения рабочей равнопроцентной $G_y = (G_{yM})^{l\sim\sim h}$ при $Gy_M = 0,04$ и при разных значениях s; $ЛР_C = 1 = const$

получения равнопроцентной $G_y = (G_{yM}f^{-h}$ при $G_{yM} = 0{,}04$ и разных значениях s.

Приведенные выше данные соответствуют условиям, когда перепад давлений в системе постоянный и не зависит от расхода. Это выполнимо, если питание системы осуществляется из резервуаров или аккумуляторных установок. Во многих случаях напор создается насосами, тогда напор в системе изменяется

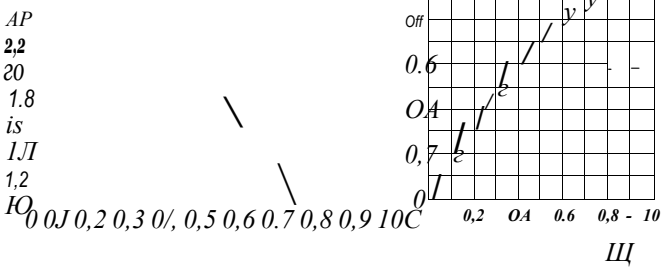


Рис. 320. Характеристика системы но перепадам для некоторых насосов (К, КМ, 6К12, 32В-12)

Рис. 321. Вспомогательный график

в зависимости от расхода среды, и перепад давлений на системе (включая клапан) ΔP_c выражается зависимостью

$$\Delta P_e = / (G),$$

где G — расход в рассматриваемый момент времени.

В относительных величинах

$$A P_e = f(G).$$

Здесь

$$\text{др} — \text{А } Pсб^* \quad G = \frac{G}{Об^9}$$

где $\Delta P_{сб}$ — наименьший перепад давлений на системе, включая клапан, при наибольшем расходе G_6.

Для ряда насосов характеристика системы по перепадам в относительных величинах $\Delta P_C = / (G)$ может быть представлена в виде кривой, приведенной на рис. 320 [20]. Этот график применим лишь для случая, когда при регулировании используется весь возможный диапазон регулирования. При частичном его использовании график должен быть перестроен по другим пределам ΔP и G.

Построение расходных характеристик при переменном перепаде давлений производится с применением зависимости $G = f$ $\left(\frac{}{У^*Рс}\right)$, построенной по заданной зависимости $\Delta P_c = f (G)$.

Используя вспомогательный график (рис. 321), находят значения G по величинам $\frac{2}{1/Д\,Pc}$. Соответствующие рабочие расходные характеристики клапанов при переменном перепаде давлений в системе для различных значений *s* приведены на рис. 322 и 323. На рис. 324 показаны необходимые внутренние характеристики для обеспечения рабочей линейной G_y = Л, на рис. 325 — внутренние

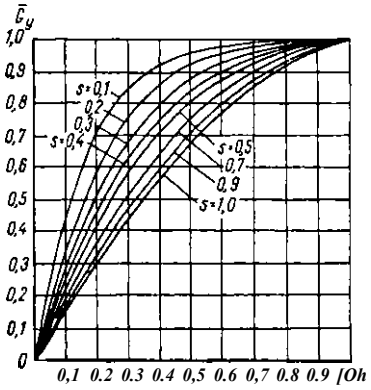


Рис. 322. Рабочие расходные характеристики при внутренней линейной характеристике $G_y = h$ и при различных значениях *s* перепад давлений в системе переменный: А $P_c = f(G)$

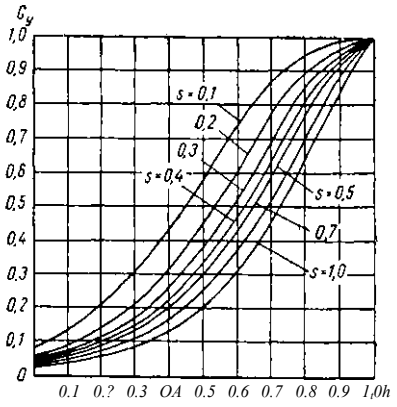


Рис. 323. Рабочие расходные характеристики при внутренней равнопроцентной характеристике $G_y = (G_{yH})^{x\sim h}$ при G_{yM}= 0,04 и разных значениях s; *ЛРс= f(G)*

характеристики для обеспечения необходимой рабочей равнопроцентной $G_y = (G_{yM})^{x\sim h}$ при G_{yM} = 0,04.

Все характеристики для переменного перепада давлений построены с учетом данных графиков на рис. 320.

Возможность использования приведенной методики корректирования кривых для сжимаемых сред (газов и паров) еще окончательно не подтверждена.

3. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЕЙ ПЛУНЖЕРОВ

Рабочая расходная характеристика регулирующего клапана определяет зависимость между перемещением плунжера и расходом среды, что в общем виде может быть выражено следующим образом:

$$G = / (K).$$

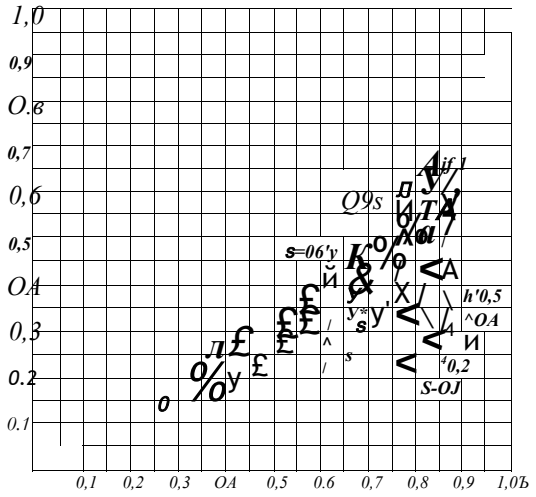


Рис. 324. Внутренние расходные характеристики, необходимые для получения рабочей линейной $G_y = \sim h$ при различных значениях s; $ДР_c = f(G)$

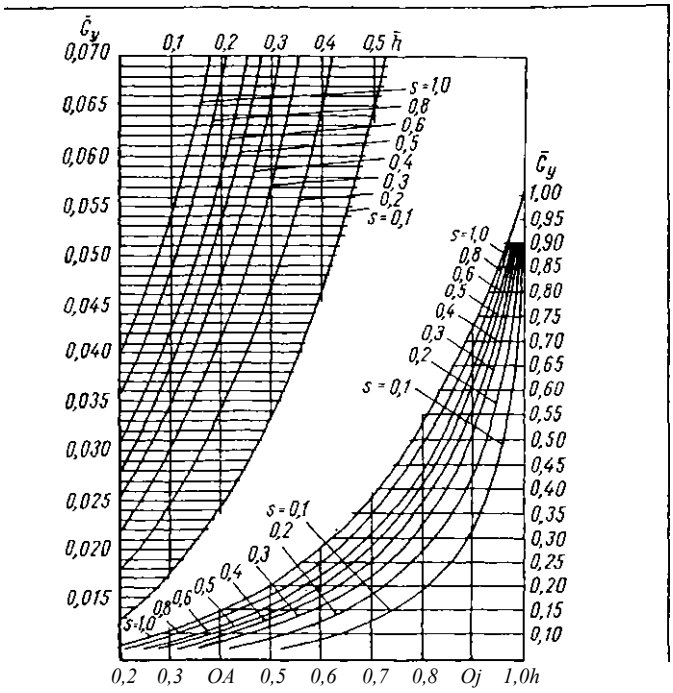


Рис. 325. Внутренние расходные характеристики, необходимые для получения рабочей равнопроцентной $G_y = (G_{yM})^{l\sim h}$ при *вум*=0,04_и при разных значениях s; $AP_C = f(G)$

Зная эту зависимость, определяют потребную пропускную способность клапана G_K для каждого из положений плунжера, соответствующих его подъему h_K.

По величине расходов G_K или условной пропускной способности G_{uJK} определяются площади открытых сечений f_K в седле клапана при различных положениях плунжера.

В соответствии со значениями f_K производят расчет размеров плунжера и его графическое построение.

Ниже приведены применяемые методы расчета.

Определение площадей открытых сечений в седле клапана

Расходы G_{Kf} которые должен обеспечить клапан, могут быть заданы для расчета в абсолютных величинах — в тоннах за час. Однако чаще величину расхода выражают не в абсолютных, а в относительных величинах G_K как часть наибольшего расхода $G_б$ в пределах регулирования, причем изменение расходов требуется подчинить определенному графику.

В этом случае удобно представлять площадь открытого сечения в седле клапана f_K при разных положениях плунжера как часть площади проходного отверстия F_y. Наибольшая площадь открытого сечения при полностью поднятом плунжере тогда представится в виде

$$/б = mF_y,$$

где т 1 — коэффициент полнопроходности, показывающий, какую часть площади проходного отверстия составляет площадь открытого сечения в седле клапана при полностью поднятом плунжере.

Клапан, в котором т = 1, обычно называют «полнопроходным». Вычисление значений f_K может производиться с помощью коэффициентов сопротивления общих коэффициентов расхода $\i_K$, коэффициентов расхода седла и по условной пропускной способности G_{yK} (или коэффициенту пропускной способности /Су). Эти величины связаны между собой, однако применение каждой из них имеет некоторые особенности. При использовании экспериментальных данных о значениях коэффициентов $\i_K$ и необходимо иметь в виду, что вычисление их проводилось относительно определенных сечений и соответствующих им скоростей среды.

Определение площадей открытых сечений в седле клапана с помощью коэффициентов сопротивлений при известных абсолютных значениях расходов выполняется следующим путем.

Пользуясь зависимостью $G_K = f(h_K)$, т. е. зависимостью величины расхода от степени подъема плунжера, определяют необходимую величину G_K для различных положений плунжера.

Для каждого значения G_K определяют соответствующее ему значение из выражения

Величина АР в этом выражении должна быть задана либо определена для каждого значения G_K. При отсутствии необходимых данных обычно принимают условно для приближенного расчета АР =— const. Обозначим $f_K \sim \frac{p}{r_y}$, где f_K — площадь открытого сечения в относительных величинах (при f_K — F_y, h =

Пользуясь графиком зависимости = 0 (f_K) для данного типа и размера клапана, определяют необходимую степень открытия клапана/л» соответствующую данному значению Затем вычисляют площадь открытого сечения f_K в седле клапана из выражения $f_K = f_K F_y$.

Пример графика зависимости = 0 (f_K) для двухседельных клапанов приведен на рис. 326.

Исследования показали, что коэффициент сопротивления клапана $^{\text{п}}\text{р}^{\text{и}}$ данном положении пл_унжера определяется в основном степенью открытия клапана f_{Kt} зависит от формы корпуса и мало изменяется с изменением профиля плунжера. Отсюда следует, что приведенный график может быть использован для определения коэффициентов сопротивления регулирующих клапанов с различными профилями плунжеров.

Если абсолютные значения расходов неизвестны и заданы значения в виде графика или формулы, то расчет площадей открытых сечений в седле клапана производится в следующем порядке.

Зная конструкцию и размеры корпуса, задаются значением коэффициента сопротивления клапана соответствующим наибольшему подъему плунжера в пределах хода регулирования.

Определяют зависимость между и и вычисляют значения для различных положений плунжера.

Пользуясь графиком = 0 (f_K), определяют величины f_K, соответствующие полученным значениям £к.

Вычисляют площади открытых сечений

$$h = / * / >$$

Ниже приводится пример расчета площадей открытых сечений по значениям расходов при условии постоянного перепада давлений на клапане.

Пример. Определить площади открытых сечений в седле двухседельного регулирующего клапана D_y = 80 *мм* с внутрен-

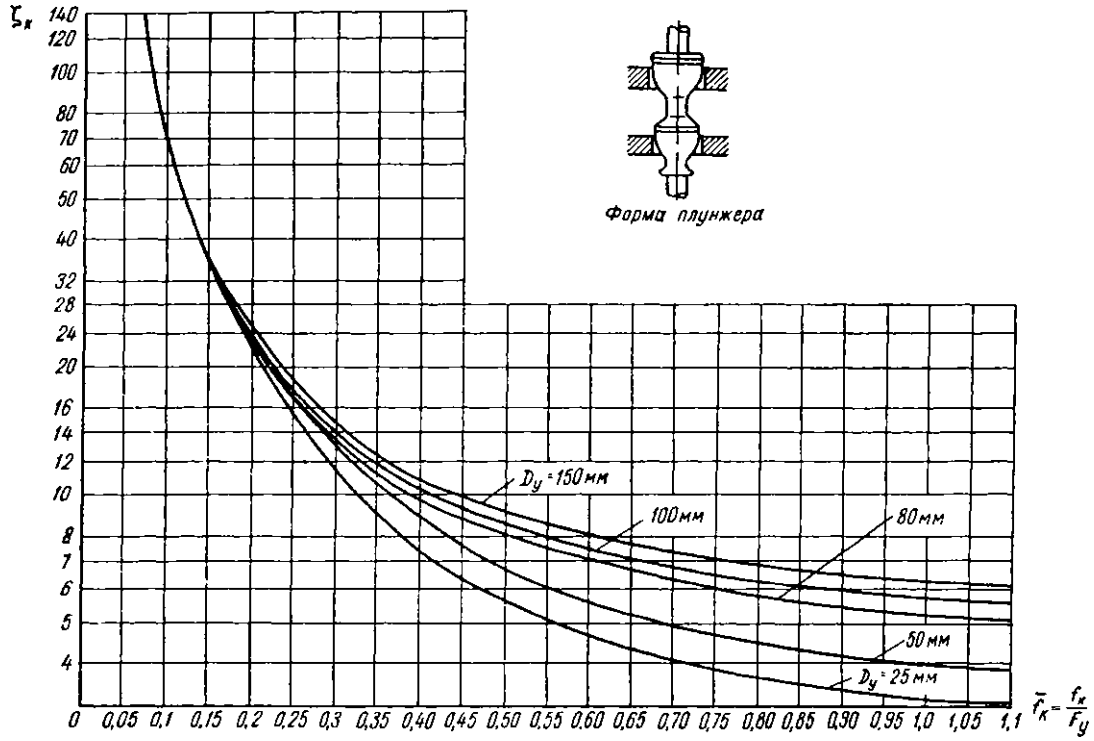


Рис. 326. График изменения коэффициента гидравлического сопротивления двухседельных регулирующих клапанов в зависимости от степени открытия клапана

ней линейной расходной характеристикой. Коэффициент сопротивления клапана при наибольшем открытии = 8,0.

Р е ш е н и е. В рассчитываемом клапане внутренняя расходная характеристика плунжера линейная, из чего следует зависимость

$$G_K = G_6 h.$$

Разделив весь ход плунжера h_n на n частей и обозначив буквой k порядковый номер рассматриваемого сечения, соответствующего подъему плунжера h_{Kf} получаем ход плунжера, выраженный в относительных единицах:

$$u \quad /:к \quad к$$

Поскольку

то

Но

$$G_M = \frac{L}{h} = \frac{£}{k}$$

следовательно, для линейной характеристики

Принимая п = 10 и подставляя в эту формулу различные значения получаем величину £ж для каждого из положений плунжера.

Используя график на рис. 326, определяем степени открытия клапана f_K для соответствующих значений

Вычисляем площади открытых сечений в седле клапана. Для рассматриваемого клапана $F_y = 0{,}785\text{-}8^2 = 50{,}27$ *см*^{2}.

Данные расчета приведены в табл. 91.

Определение площадей открытых сечений в седле клапана с помощью о б щ и х к о э ф ф и ц и е н т о в р а с х о д а \лк может производиться как по абсолютным, так и по относительным значениям расходов.

Прежде чем перейти к рассмотрению методов расчета, установим, что представляет собой общий коэффициент расхода \iK.

Из законов гидравлики известно, что теоретическая скорость движения жидкости в трубе без сопротивлений равна

$$v_T =]/2gH \quad м/сек.$$

Таблица **101**

Расчетные значения величин $y \wedge j >$ f_K ^{u} U

(к примеру на стр. 483)

Порядковый номер сечения k	$(т)^2$	**Коэффициент сопротивления** $<* = Ч т)^2$		**Общая открытая площадь** $см^2$	**Открытая площадь каждого из плунжеров** $f_к \cdot J j_2 L$
1	100	800,0	0,031	1,56	0,78
2	25	200,0	0,056	2,82	1,41
3	11,1	88,8	0,088	4,43	2,21
4	6,25	50,0	0,12	6,04	3,02
5	4,00	32,0	0,16	8,05	4,02
6	2,78	22,21	0,21	10,45	5,22
7	2,04	16,32	0,26	13,10	6,55
8	1,56	12,50	0,32	16,10	8,05
9	1,23	9,85	0,40	20,10	10,05
10	1,00	8,00	0,51	25,64	12,82

Действительная скорость вследствие наличия сопротивления имеет меньшую величину, равную

$$v_0 = - y = г \wedge \wedge \quad M,CвK9$$

где £ — коэффициент сопротивления трубы, т. е. в нашем случае — всей системы, в которую установлен клапан, включая и регулирующий клапан.

Таким образом,

$$v_d = <pi>_ъ$$

где ф — коэффициент скорости, показывающий, во сколько раз действительная скорость меньше теоретической, т. е.

$$Ф = \frac{1}{К1 + £}$$

Величина ср связана лишь с величиной чтобы найти связь между действительной скоростью (а следовательно, и расходом) и площадью открытого сечения клапана, выведем, пользуясь опытными данными или значениями зависимость

$$Ф = {}_{Г}У^{=}$$

где я|) — коэффициент расхода седла, т. е. коэффициент расхода открытого сечения клапана, отнесенный к скорости среды в трубопроводе.

Отсюда

$$P_y$$

Коэффициент сопротивления учитывающий сопротивление всей системы, включая клапан, представим в виде суммы

где £г — коэффициент сопротивления системы без клапана;

Ск — коэффициент сопротивления регулирующего клапана при данной степени его открытия.

Тогда

$$tb = \frac{F_y}{ЬIУ\ + 1m + 1к}$$

Если сопротивление системы настолько мало по сравнению с сопротивлением регулирующего клапана, что им можно пренебречь ($£_г \wedge 0$), то, приняв а> = получим

и, следовательно,

$$\frac{1 + Ьс}{1 + Сг + Ск}$$

Отсюда следует, что коэффициент расхода зависит не только от сопротивления регулирующего клапана при данной степени его открытия, но и от сопротивления трубопровода. В некоторых случаях при расчете и проектировании арматуры не представляется возможным иметь данные о сопротивлении системы, в которую устанавливается рассматриваемый регулирующий клапан. Например, большое количество регулирующих клапанов входит в число так называемой общепромышленной арматуры, выпускаемой для использования ее при различных условиях, и при проектировании этих регулирующих клапанов приходится принимать условно = 0.

Это условие, хотя и делает расчет несколько приближенным, не выводит его за пределы реальных условий, так как при правильном использовании регулирующий клапан всегда принимает на себя значительную часть действующего напора, т. е. сопротивление регулирующего клапана всегда велико по сравнению с сопротивлением системы без клапана.

Представим коэффициент сопротивления клапана в виде

$$\underline{C} = \frac{F^2}{\text{№}} \quad 1 \ ,$$

тогда, подставив его в формулу расхода, получим

$$G \qquad \frac{\text{М Ш}\ \triangle}{\Gamma \qquad /^2} \ y \ \text{щ} \ .$$

$$V$$

Знаменатель этого выражения при малой степени открытия клапана близок к единице; так, например, при f_y = 0,1 он равен 0,99. Следовательно, при малой степени открытия клапана расход можно рассчитывать по приведенной выше формуле, приняв знаменатель за единицу.

Заменим

=

и назовем $\backslash i_K$ общим коэффициентом расхода, тогда

$$O\text{«} = 5{,}04|1\text{ЛУАР}m \quad m/\text{ч}.$$

Эту формулу часто применяют при расчетах арматуры, причем пользуются величинами полученными заранее экспериментальным путем.

Определение значений по экспериментальным данным должно производиться по формуле

Поскольку

$$5{,}04\text{и VДР?}\ ^{!}$$

$$5\ \text{гиг}$$

то

или =

Таким образом, коэффициент общего расхода зависит от степени открытия арматуры f_K и коэффициента сопротивления при данной степени открытия.

На величину коэффициента сопротивления Оказывают влияние не только/к» но и форма и размеры проточной части корпуса, относительное значение которых возрастает при увеличении степени открытия арматуры.

При определении площадей открытых сечений в седле f_K по абсолютным значениям расходов G_K расчет с помощью общих коэффициентов расхода выполняется в следующем порядке.

Пользуясь зависимостью величины расхода от степени подъема плунжера, определяют расход для разных положений плунжера.

Для каждого из значений G_K вычисляют необходимую величину «действующей площади», определяемую произведением $\backslash i_K f_{Kt}$

$$\backslash i_K f_K = \frac{\%=.}{5{,}04\ КАРу}$$

Поскольку величины $\backslash x_к$ и f_K взаимно зависимы, определение их несколько затруднено. Существуют следующие методы определения $f_K\backslash$

1) метод подбора по произведению $|x_K f_K$, при котором оно дает требуемую величину; при этом используется график зависимости общего коэффициента расхода от степени открытия клапана

2) метод, предложенный П. А. Гуткиным, при котором используется заранее построенная кривая $\backslash i_K$ = ф ($|x_K f_K$).

При определении площадей открытых сечений в седле f_K по относительным значениям расходов G_K расчет с помощью общих коэффициентов расхода $\backslash i_K$ выполняют в том же порядке, что и расчет по абсолютным значениям расходов. Так как расчет по относительным значениям расходов встречается сравнительно часто, то он приводится ниже в более подробном виде, применительно к линейной характеристике плунжера.

Для расчета плунжера с линейной внутренней характеристикой представим наибольший расход через клапан в виде

$$Об = A\backslash i_n m F_y \quad т/ч,$$

где A = ^ расход среды через единицу «действующей площади» при полном подъеме плунжера;

$|л_т$ — общий коэффициент расхода при полном подъеме клапана.

При линейной характеристике, если $G_M = 0$, то

если $G_M \Phi 0$, то

$$G_K = (G_б - G_т)\pm + G_т.$$

Подставив значение $G_б>$ получим

$$G_K = A l i_m r n F_y j.$$

Для промежуточных положений плунжера

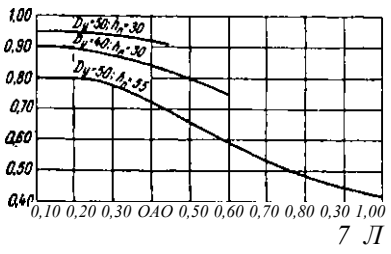
$$G_K = A\backslash xJ_K.$$

Приравнивая полученные значения G_{Ki} получаем

$$VJ\boldsymbol{k} = Vnfll F_y \frac{k}{n}$$

Определяем путем подбора значения $f_{K>}$ при которых произведения $\backslash i_K f_K$ дают требуемые величины, или по кривой = ф $(\backslash i_K f_K)$ определяем значение а затем f_K. ^

П р и м е р. Рассчитать открытые сечения в седле односедельного регулирующего клапана D_y = = 50 *мм* с линейной характеристикой плунжера при коэффициенте полнопроходности т = 1 (т. е. клапан полнопроходный). Ход плунжера h_n = 65 *мм.* Наименьший расход G_M = *0.*



7 Л

Рис. 327. Графики значений общего коэффициента расхода для некоторых односедельных регулирующих клапанов

Р е ш е н и е. Определяем площадь проходного отверстия

$$F_u = 0{,}785\text{-}5^2 = 19{,}63\ см^2$$

Так как абсолютные значения расходов не заданы, расчет производим по относительным значениям G_K. Принимаем АР = const. Выбираем число расчетных сечений п = 10. Используем ранее полученную формулу для линейного плунжера $\backslash i_K f_K = \backslash i_m m F_y$~.

Для определения значений f_K воспользуемся данными рис. 327. Для условий примера применима нижняя кривая, по которой определяем

при $\}_к$ = 1 $\backslash x_т$ = 0,42.

Используя имеющиеся данные, получаем:

$$= 0{,}42\text{-}19{,}63\text{-} = 8{,}25\text{-}\ сж^2.$$

Подставляя последовательно значения k, получаем величины «действующих площадей» $|x_K f_K$, откуда путем подбора определяем площади открытых сечений $\}_к$ в седле. Подбираем значения при которых произведения $|x_K f_K$ дают требуемые величины. Расчет выполняется путем ряда последовательных приближений до тех пор, пока два последних значения $\backslash п_к$ не окажутся равными.

Необходимость применения способа последовательных приближений вызвана тем, что при данной величине произведения $\backslash i_K f_K$ сомножители могут иметь несколько значений, причем сами значения сомножителей между собой связаны зависимостью, представленной на рис. 327,

Расчет площади открытого сечения седла методом последовательных приближений

Порядковый номер сечения k	Действующая площадь М к	Начальные данные		Первое приближение			Второе приближение		
		$\sim y^{=}_{f_K}$			и	и	н	и	1к
1	0,825	0,1	0,80	0,75	1,10	0,056	0,80	1,03	0,051
2	1,650	0,2	0,80	0,80	2,06	0,105	0,80	–	–
3	2,475	0,3	0,78	0,80	3,09	0,157	0,80	–	–
4	3,300	0,4	0,73	0,80	4,13	0,210	0,80	–	–
5	4,125	0,5	0,66	0,80	5,16	0,262	0,79	5,22	0,266
6	4,950	0,6	0,59	0,79	6,76	0,319	0,77	6,44	0,328
7	5,775	0,7	0,53	0,76	7,60	0,387	0,74	7,80	0,397
8	6,600	0,8	0,48	0,73	9,05	0,460	0,69	9,57	0,487
9	7,425	0,9	0,45	0,56	13,33	0,680	0,55	13,60	0,693
10	8,250	1,0	0,42	0,42	19,63	–	–	–	–

Данные расчета сведены в табл. 92.

Значения общих коэффициентов расхода для разных клапанов при одинаковых значениях $\bar{y}_к = \frac{y_к}{y_{max}}$ несколько различаются между собой в зависимости от конструкции плунжера и корпуса клапана.

Для двухседельных регулирующих клапанов со стержневым плунжером (рис. 309, *а)* при линейной характеристике значения i_K для f_K = 0,1-5-0,7 могут быть приближенно определены по формуле

или

$$^{\wedge}{}^{\wedge} 1 , 2 \quad (1{,}1 \quad - \}_к).$$

Как указывалось выше, может быть использован и графи* ческий метод, при котором по графикам $x_к = \varphi(f_K)$ строятся графики $i_K = \varphi(f_K f_K)$ или $л_к = ф$ [c] помощью которых по значениям определяются величины Величина $x_K f_K$ имеет размерность $см^2$. Чтобы создать общие значения iJ_K, применимые для различных D_y в относительных величинах, по оси

Таблица 92

односеделыюго регулирующего клапана с использованием общих коэффициентов расхода \l$_k$

Третье приближение			Четвертое приближение			Пятое приближение			Принятые значения	
	и	*1к*	•V	*и*	7*		*и*	*1к*		f_K в *см**
0,80									0,80	1,03
									0,80	2,06
									0,80	3,09
									0,80	4,13
0,79									0,79	5,22
0,76									0,77	6,44
0,73	7,92	0,403							0,73	7,92
0,67	9,85	0,502	0,66	10,00	0,510	0,65	10,15	0,517	0,65	10,20
0,54	13,90	0,710	0,53	14,00	0,714	0,52	14,05	0,695	0,53	14,05
									0,42	19,63

абсцисс откладываются значения f_K в относительных величинах $Ik - \frac{p}{p_y}$.

На рис. 328, *а* приведена исходная кривая, а на рис. 328, *б* — кривая $\backslash x_к$ = ф (Цк/к), построенные по данным графика $\backslash i_K$ = = Ф Qk)-

Таким образом, при графическом методе определения \i$_K$ вместо составления таблиц сближения строят вторые графики, с помощью которых по значениям = |xj определяют значения $\backslash x_к$, а затем и f_K.

В связи с накоплением опытных данных в последнее время получает применение и метод определения величины f_K с помощью графиков условной пропускной способности G_{yK} = ф (/*), полученных для различных типов регулирующих клапанов. В этом случае определение значений f_K производится следующим образом.

В соответствии с необходимой внутренней характеристикой плунжера определяются значения G_K для каждого из положений плунжера и затем величины условной пропускной способности

$$G - \frac{^{o\kappa}}{}$$

Используя графики G_{yK} = ф (/к), для каждого данного диаметра прохода D_y соответствующей конструкции клапана получают значения f_K = ~ для каждого значения G_{yK}. Площадь открытого сечения определится следующим образом

$$U = I f_{\text{г}}$$

С помощью коэффициентов сопротивления общих коэффициентов расхода $\backslash n_к$ или по условной пропускной способности G_{yK}

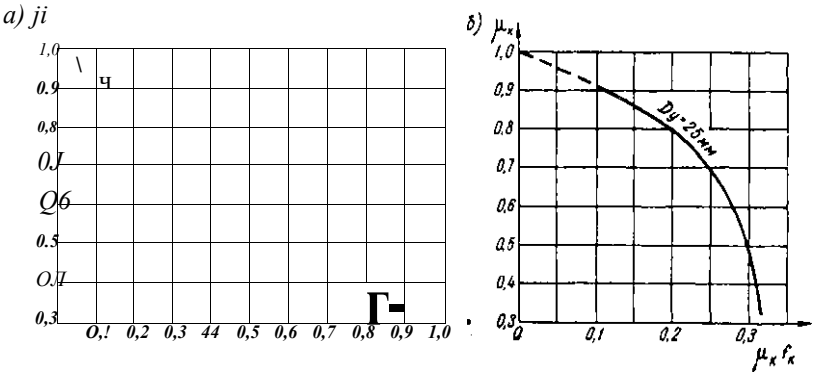


Рис. 328. График значений общего коэффициента расхода ф (f_K) для односедельного регулирующего клапана D_y= 25 *мм (а)* и построенная по этому графику кривая (б) значений = <р (Цк!к)

можно рассчитать плунжеры для предварительно испытанных корпусов, для которых построены соответствующие графики.

Построить плунжер для нового корпуса можно лишь приближенно, приняв график какого-либо регулирующего клапана, по конструкции близкого к проектируемому, за ожидаемый.

Значения £*» $\backslash x_к$ и G_{yK} зависят от двух основных величин: сопротивления корпуса клапана и сопротивления суженного прохода в седле. Влияние каждой из этих величин не выявляется, и они учитываются в виде суммы, а изменение и G_{yK} принимается как результат изменения $f_{K>}$ что является недостатком такого метода расчета.

Сопротивление регулирующего клапана можно условно (с определенным приближением) рассматривать как состоящее из трех частей (рис. 329).

Сечения *А—А* и *В—В* характеризуют сопротивление корпуса до и после седла, сечение Б—Б — сопротивление отверстия **Б** седле, регулируемое плунжером.

Общий коэффициент сопротивления представим в виде суммы

$$C^* = Ci + £и +$$

Обозначим = Si + £ш — коэффициент сопротивления корпуса; = —коэффициент сопротивления плунжера, тогда (рис. 330)

= £a

Коэффициенты сопротивления отнесены к скорости среды в сечении F_y

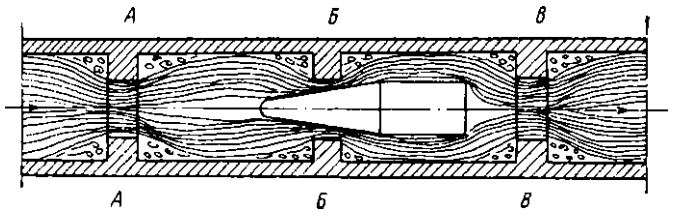


Рис. 329. Схема сопротивления элементов регулирующего клапана

Сравним несколько клапанов, отличающихся между собой лишь корпусами (рис. 330, а, б и *в).*

График $t_K = 6 (f_K)$ можно разбить на две части, соответствующие £a и Ъь\ тогда (рис. 330, *г)*

$$\Delta P = \Delta P_a + \Delta P_b.$$

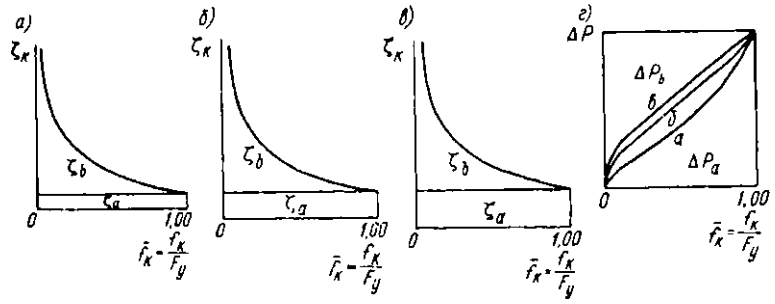


Рис. 330. Схема изменения коэффициента сопротивления регулирующего клапана с подъемом плунжера при разных коэффициентах сопротивления корпуса £a и соответствующие перепады давлений на корпусе ДРа и плунжере ДРь

Графики коэффициентов сопротивления будут иметь следующий характер.

Верхние участки графиков, соответствующие величинам одинаковы, а нижние, соответствующие £a, различны. Следовательно, величина $J_K = {}_{t_y}$ вполне определяет значение £«, не зависящее от корпуса и одинаковое для всех рассмотренных нами клапанов при одинаковых конструкциях плунжера. Это положение, хотя и не может считаться абсолютно точным, для практики может

быть принятое достаточной степенью точности. Взаимное влияние $£_a$ и $t_{,b}$ теоретически возможно, однако при выполнении обычных расчетов им можно пренебречь.

Если принять условие AP = const, то графики изменения $ДР_a$ и $ДР_ь$ будут иметь вид, показанный на рис. 330, г.

Для определения площадей открытых сечений в седле f_K с помощью коэффициентов расхода седла % воспользуемся выражением

$$\frac{1}{u\ Vib + 1}, \qquad (16)$$

аналогичным формуле (15), но в котором коэффициент расхода седла $г|)_ь$ отнесен только к сопротивлению седла, т. е.

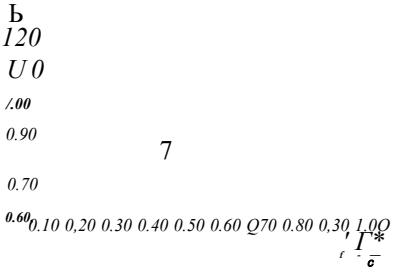


Рис. 331. Графики значений коэффициента расхода седла:

/—для двухседельных клапанов = 0,8-И,0); 2—для односедельных клапанов D =50 *мм* **и** *D =70 мм*{$£_{ьм}$= = 1.0)

Из формулы (16) получаем

$$U = \frac{1}{^{p}y \qquad bVtb + l\ '}$$

Значения % для некоторых двухседельных и односедельных клапанов приведены на рис. 331.

Таким способом расчета удобнее пользоваться, чем способом расчета по общим коэффициентам расхода $\backslash i_{Ky}$ так как величина % изменяется в сравнительно небольших пределах.

Для удовлетворительной работы регулирующего клапана необходимо иметь $\frac{C}{Ba} \wedge \frac{1}{0}$. При невыполнении этого условия степень воздействия плунжера на поток будет чрезмерно мала.

В самом деле, при t_b = 0 перемещение плунжера в клапане не увеличивает сопротивления последнего и, следовательно, не изменяет расхода среды.

При проектировании корпусов регулирующих клапанов желательно обеспечить малое их сопротивление; для этого следует по возможности сделать размеры сечений полости для прохода среды равными между собой и близкими F_y.

Выше было приведено несколько методов определения f_K. Выбор метода зависит от того, какие данные для расчета имеются. Наиболее просто расчет производится путем применения значений G_{yK}. Более распространен способ с применением $\backslash x_к$.

Построение профилей плунжеров

Для построения профиля плунжера пользуемся расчетными данными величин площадей открытых сечений f_K для разных положений плунжера, составленных в виде таблиц или графиков.

Построение профилей плунжеров различных типов производится по-разному.

Стержневой плунжер. Рассмотрим движение среды при регулировании потока с помощью стержневого плунжера.

В различные моменты времени плунжер будет занимать различное положение относительно седла, и в зависимости от площади открытого сечения расход среды также будет иметь разные значения. При построении профиля плунжера задача заключается в том, чтобы для соответствующих его сечений создать размеры открытых площадей, согласно величинам, полученным расчетом.

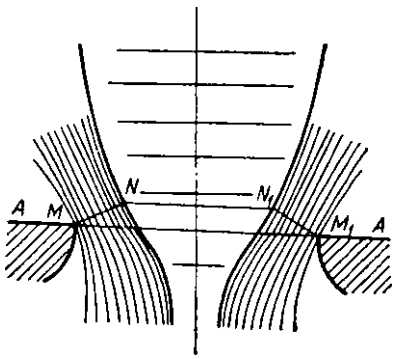


Рис. 332. Схема движения жидкости между плунжером и седлом

На первый взгляд кажется, что лимитирующей площадью является площадь кольцевого сечения между плунжером и седлом в плоскости АА (рис. 332). Однако это сечение вовсе не является наиболее узким и не лимитирует проход среды. Более правильным является мнение, что лимитирующая площадь f_K представляет собой площадь боковой поверхности усеченного конуса *MNN-IMi*, образующая которого *MN* является перпендикуляром, опущенным на боковую поверхность плунжера из ближайшей к плунжеру точки, расположенной на седле. Это предположение также не приводит к точному решению.

Наиболее точные результаты дает метод построения профиля плунжера путем применения кривых образующих усеченных конусов с равновеликими площадями боковых поверхностей; эти кривые в дальнейшем для краткости будем называть кривыми равновеликих площадей (метод предложен автором).

Обеспечить площадь открытого сечения f_K при заданном положении плунжера (рис. 333) — значит создать такие условия, чтобы в наиболее узком для прохода среды месте площадь прохода имела величину, равную f_K.

Из точки М проведем ряд лучей под разными углами а. Если представим себе эти лучи как образующие конусов, у которых площадь боковой поверхности равна f_{Kt} то получим на этих лучах отрезки $MC_ъ$ MC_2y $MC>_6$ и т. д.

Соединив точки $C_ъ$ C_2, C_3 и т. д., получим кривую образующих усеченных конусов с равновеликими площадями боковых поверхностей, по величине равными f_K. При прохождении между седлом и плунжером струя будет огибать точку *M*\ поэтому на участке, расположенном ниже наиболее узкого места между плунжером и седлом, профиль плунжера строится так, чтобы

он не пересекал кривую образующих равновеликих площадей. Одна из точек (лимитирующая) должна совпадать с профилем плунжера, который касается кривой равновеликих площадей в этой точке.

Кривую образующих равновеликих площадей можно построить исходя из следующих данных.

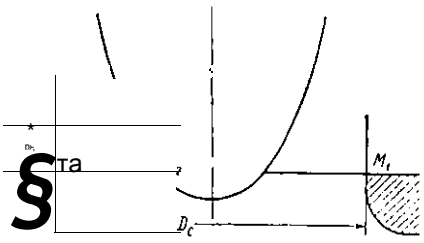


Рис. 333. Схема построения кривых равновеликих площадей по координатам x и y

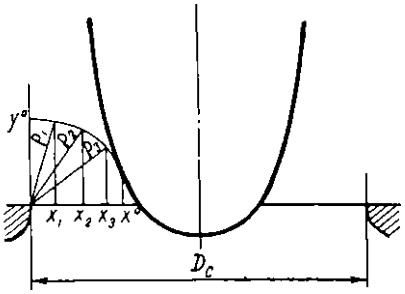


Рис. 334. Схема построения кривых равновеликих площадей по координатам х и р

Площадь боковой поверхности усеченного конуса должна быть равна открытой площади плунжера

$$л/\ (D + d)$$

где / — длина образующей, в нашем случае / = МО;

C — точка на кривой (C_{j9} C_2, C_3., . . ., C_t), соответствующая верхней точке образующей рассматриваемого конуса;

D — диаметр нижнего основания, в нашем случае $D = D_c$\

d — диаметр верхнего основания, $d = D_c - 21$ cos а.

Подставив эти значения, получим:

$$f_K = nlD_c - я/^2 \cos а.$$

Чтобы построить кривую образующих равновеликих площадей, установим начало координат в точке М\ тогда

$$/ = Yx^2 + y^2 \quad и \quad \cos a = \frac{}{VX^* + y^*}$$

и, следовательно,

$$f_K = n\ Vx^2 + y^2\ (D_c\text{-}x);$$

$$x^2 + y^2 = -\frac{/^2}{n^*\{D_c\text{-}xY}\ ,$$

$$^{\wedge 3} = (i\ r) \qquad (D_c\text{-}x)^* - ^{xK}$$

Используя последнее уравнение, построим кривые равновеликих площадей (рис. 333).

А. Н. Дьяченко предложил для построения кривых равновеликих площадей использовать координаты х и р, где х — абсцисса, р — расстояние от начала отсчета (рис.334).

В этом случае в точках $x_ъ$ x_2 и т. д. на абсциссе x проводят вертикали и на них отсекают высоты, определяемые радиусом р,

$$\text{р} = \frac{u}{\text{я}\ (D_c - x)}.$$

В связи с тем, что коэффициент расхода меняет свое значение с изменением открытой площади, может иметь место такое расположение кривых образующих равновеликих площадей, при котором одна из них выпадает из общей огибающей, т. е. общая огибающая для всех кривых равновеликих площадей не может быть построена. Это происходит, когда полный ход плунжера h_n имеет недостаточную величину.

Чтобы обеспечить приближенно возможность построения общей огибающей, необходимо выдержать условие

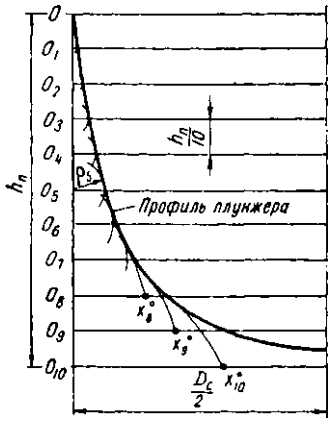


Рис. 335. Расположение конечных участков кривых равновеликих площадей и дуг окружностей

$$— J//(*?\text{-}a)] \quad мм,$$

где (*?_2) — ордината на кривой с порядковым номером /—1 при абсциссе, равной $x°$, расположенной на кривой с порядковым номером i—2;

yi 2] — ордината на кривой с порядковым номером i при абсциссе расположенной на кривой с порядковым номером I—2.

Наиболее часто, как правило, в необходимости контроля выполнения данного условия нуждаются последние из кривых *(i — ri)*. Если построение плунжера производится как обычно в 10 сечениях, то

$$V(n\text{^}Tl - VH\text{^}j\Gamma) =$$

где F_c — площадь отверстия в седле;

$x\%$ — см. рис. 335;

/в» **/9** и /ю — площади открытых сечений при h = **0,8,** h = 0,9 и h = 1,0,

На основании приведенного материала построение профиля плунжера производят в следующем порядке (рис. 336):

1) выбирают масштаб, в котором будет производиться построение профиля плунжера (обычно 10 : 1), и проводят вертикальную ось плунжера, а по обе стороны ее еще две линии на расстоянии, соответствующем Щ- (в выбранном масштабе);

2) откладывают ход плунжера и делят его на п частей;

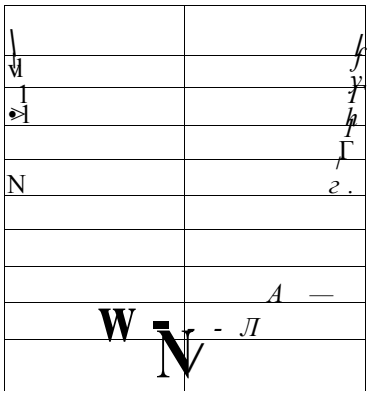


Рис. 336. Схема образования профиля плунжера

3) определяют величину f_K для каждого из сечений от 1-го до л-го;

4) для каждого из сечений строят кривую образующих равновеликих площадей;

5) проводят огибающую построенных кривых.

Очертание крайней нижней части плунжера может быть произвольным, но профиль плунжера нигде не должен пересекать кривую образующих равновеликих поверхностей, построенную для

$$f_K = mFy.$$

Для упрощения хода расчета можно с достаточной для практических целей точностью заменить кривые, для которых ^ 0,9, дугами окружности, где y^0 — ордината при $x = 0$; xP — абсцисса при $y = 0$.

Построение кривых можно не производить, определив предварительно число сечений, для которых $\frac{y}{y^0} \geq 0{,}9$.

Так как

$$y = \frac{U}{nD_c}\left(>D_c - xy^{*\prime\prime*^2}\right),$$

то при x = 0

при у -= 0

$$\sim 2 - y = \frac{1}{4}\sqrt{\frac{4fjL}{\pi}},$$

Используем одну ветвь профиля

$$x = \frac{D_c}{2} - \frac{1}{4}\sqrt{\frac{4fjL}{\pi}} - y,$$

На основании полученных данных составляем неравенство

$$\frac{\pi D_c^2}{4} > 0,9 \quad V \quad 2$$

откуда после соответствующих преобразований имеем

$$\text{или} \quad k < 0,36 F_{Cf}$$

где = 0,785 D?.

Таким образом, для сечений, где -j^-^0,36 ^для полнопроходных клапанов ^ 0,36 ^ кривые равновеликих площадей заменяются дугами окружности.

Пример. Построить профиль плунжера для односедельного регулирующего клапана D_y = 50 *мм* с ходом регулирования h_n = 65 *мм.* Характеристика линейная, перепад давлений на клапане постоянный. Значения f_K*— см. пример на стр. 489.

Решение. Для каждого из 10 сечений составляем частное уравнение кривой равновеликих площадей путем подстановки значения f_K> соответствующего данному сечению. Решение приводится в двух вариантах.

1. В прямоугольных координатах

Из полученных уравнений определяем для каждого сечения — значение x при y = 0 и для y^0 — значение y при x = 0.

Для тех сечений, в которых кривые по форме близки к дугам окружности, кривые не строим, а проводим дуги окружности радиусом R = —y^-; это применяется для сечений, где 0,9 (табл. 93, сечения от h = 0,1 до K = 0,6). Обычно это применимо для сечений, у которых f_K ^ 0,36/v

Построение кривых можно ограничить участком, близким к ожидаемой точке касания кривой с профилем плунжера — см. рис. 337.

2. В координатах x и p имеем

$$P = n(D_c^K - x) \quad мм$$

Для сечений, где f_K ^ 0,36^, уравнение приобретает вид

Результаты расчета приведены в табл. 94. Построение кривой ограничивается участком от до где $x°_к$ — абсцисса при $У$ = 0.

Таблица 93

Расчетные данные для построения профиля плунжера в прямоугольных координатах (к примеру на стр. 499)

Порядковый номер сечения k	Относительная высота подъема плунжера $h = k/n$	Уравнения кривых равновеликих площадей	Координаты	Значения координат x и y \в $мм$												Отношение координат y_0/x_0	Радиус дуги R
0	0	= 0, $y = 0$	— |	–	–	–	1—1	–	–	–	–	_1—1—	—1—	–	–	–	–
1	0.1	$У - \frac{978}{(50 - x)^2} X$ t	x 1	0	- 1 - 1-1 - I - 1 - 1 - I - I - I - I - I - I -										|о,65	0,972	0,64
			y	|0,63	— 1 — 1—1 — 1 — 1 — 1 — 1—1—1—1—1—1—1										о		
2	0,2	$У - \frac{4000}{(50 — JC)^*}$ t x	* 1	0	- 1 - 1-1 - 1 - 1 - 1 - I - I - I - I - I - I - 1 1 . 3 0											0,972	1,28
			y	|1.26								- 1 - 1 -	1	–	0		
3	0,3	$y^2 - \frac{9250}{(50 - x)^2} X$,	x |	0	- 1 - 1-1 - 1 - 1 - 1 - 1—1—1—I—1—1—I										2,0	0,971	1,98
			y	|I.94	— | — 1—1 — 1 — | — | — 1—1—1—1—1—1—|										о		
4	0,4	$y^2 - \frac{17\,390}{(50 - xy}$, x	x 1	0	- 1 - 1-1 - 1 - 1 - 1 - I - I - I - I - I - I - I										2,8	0,945	2,72
			y	|2,65	_ I _ I _ I _ I _ I — I _ I—1—1—1—1—1—[										0		
5	0,5	ŋt $- \frac{29\,000}{(50 - x)^*} X$	x |	0	- 1 - 1-1 - I - I - 1 - I - I - I - I - I - I - I										3,7	0,920	3,55
			$У$	|з,40	_ I _ I _ I — I _ I _ I — I—1—1—1—1—1—I										0		
6	0.6	$y''' - \frac{45\,400}{(50 - x)^2} X$	x 1	0	- 1 - 1-1 - 1 - 1 - 1 - I - 1 - I - I - I - I - I										4.7	0,907	4,48
			$У$	|4,26	— 1 — 1—1 — 1 — 1 — 1 — 1—1—1—1—1—1—|										о		
	0,7	$y^2 — \frac{69100}{(50 - x)^*} X$,	x 1	0	2	3	1 4 |	5	5,5			1 1	1		6,0	0,879	о с О)
			y	|5.26|	5,11	4,73	|4,06|	3,21	2,16	–	–	—1—1—	—1—	–	0		
8	0,8	$У - \frac{106\,000}{(50 - x)^*} X^2$	x \	0 1	3	4	1 5 1	6	7			1 1	- 1 -		7,7	0,845	з s Х ф О. Х
			y	|б»511	6,25	5.84	|5,24|	4,32	2,88			I 1	1		0		
9	0,9	$У — \frac{177\,000}{(50 - x)^2} X$	x I	0 1	6	7	1 8 1	9	10			- 1 - 1 -	1		10,7	0,785	
			y	|8.41|	7,45	6,84	|6,05|	4^92	3,28			- 1 - 1 -	1		0		к X
10	1,0	$У — \frac{390\,600}{(50 - x)^*} X^4$	x 1	о 1	8	9	1 ю |	11	12	13	14	15 | 16 | 17	18 | 19	20	25,0	0,500	о а. й О
			'y	|12,5|	12,53	12,29	|12,0|	11,66	11,22	10,82	10,25	9,69|9.06|8,40	7,58-6,78	5,83	0		

Значение x* находится по формула

$$o _ \quad D_c \qquad -,/ \ \underline{F_c — /к}$$

Профиль плунжера представляет собой огибающую всех построенных кривых и дуг окружностей. Обычно огибающая строится графическим методом, но может быть определена и аналитически. В связи со сложностью аналитический метод применения на практике не получил.

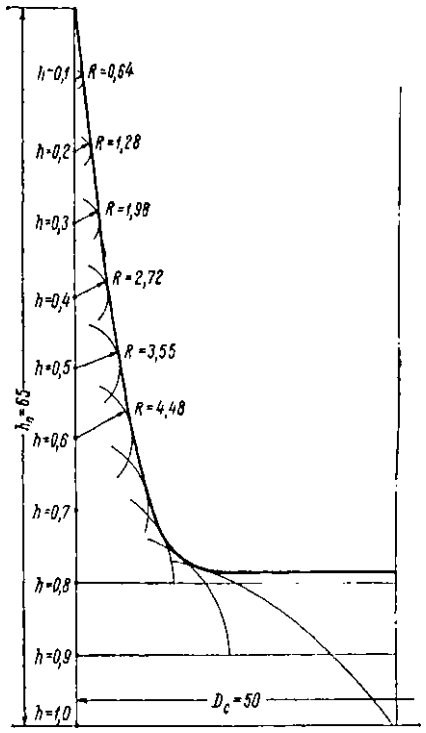


Рис. 337. Построение профиля стержневого плунжера по примеру на ст 4<g

Как было указано, очертание крайней нижней части плунжера может быть произвольным, но профиль плунжера нигде не должен пересекать кривую равновеликих площадей, построенную для f_{10}.

После построения профиля плунжера определяются диаметры плунжера для простановки их на рабочих чертежах.

Прежде всего определяется конусный участок в верхней части плунжера, где образующая представляет собой прямую линию. С конца этого участка вниз начинается фасонный участок. Число сечений для простановки на чертеже зависит от требуемой точности построения и степени кривизны участка.

Для проверки плавности полученной кривой профиля на фасонном участке следует убедиться в том, что каждое последующее уменьшение диаметров плунжера на равноотстоящих сечениях больше предыдущего.

Окончательные размеры плунжера желательно уточнить путем экспериментальной проверки работы клапана в лабораторных условиях.

Полый плунжер. В полом плунжере среда проходит через открытые сечения, образованные в виде окон в стенке плунжера, имеющего вид полого цилиндра. Окна могут быть прямоугольными или фасонными.

Построение профиля фасонного окна производят в следующем порядке. Вначале строят приближенный профиль, образуемый

Расчетные данные для построения профиля плунжера

Порядковый номер сечения k	Относительная высота подъема $\frac{k}{n}$	Площадь открытого сечения f_K в $мм^2$	Относительная величина открытого сечения $f_K = \frac{f_K}{f_y}$	Уравнения кривых равновеликих площадей	Порядковый номер сечения k	Относительная высота подъема $\frac{k}{n}$	Площадь открытого сечения f_K в $мм^2$	Относительная величина открытого сечения $\frac{f_K}{f_y}$	Уравнения кривых равновеликих площадей
0	0	0	0	$P_0 = 0$	7	0,7	792	0,403	$P_{т=а} = \frac{792}{я\,(50 - x)}$
1	0,1	103	0,051	$P_1 = \frac{0{,}327 \cdot 103}{50} \sim 0{,}67$					
2	0,2	205	0,105	$P_s = \frac{0{,}327 \cdot 206}{50} = 1{,}34$	8	0,8	1020	0,502	$P_{.} \sim \frac{1020}{я\,(50 - jc)}$
3	0,3	309	0,157	$P_« = \frac{0{,}327 \cdot 303}{50} = 2{,}02$	9	0,9	1405	0,710	$\frac{1405}{Я\,(50 - x)}$
4	0,4	413	0,210	$\frac{0{,}327 \cdot 413}{50} = 2{,}70$					
5	0,5	522	0,266	$P_1 - \frac{0{,}327 \cdot 522}{50} = 3{,}41$	10	1,0	1963	1,00	$P_{10} \frac{1963}{Я\,(50 - x)}$
С	0,0	644	0,328	$P_- = \frac{0{,}327 \cdot 644}{50} = 4{,}21$					

отрезками прямых (рис. 338), а затем по нему очерчивают кривую, которая дает окончательный профиль отверстия.

При построении приближенного профиля используют формулу (рис. 338, *а)*

$$l_K \sim \frac{\quad}{zh}$$

где l_K — ширина окна в рассматриваемом сечении, *см*\
l_{K_X} — ширина окна в предыдущем сечении, *см*\
f_K — площадь открытого окна плунжера для рассчитываемого сечения, $см^2$\
— площадь открытого окна для предыдущего сечения, $сл^2$;
h — расстояние между сечениями, *см*\
$г$ — число окон.

Вышеприведенная формула получается следующим образом:

$$г \sim \frac{(l_K + t_K \cdot i)h}{2},$$

Таблица ***101***

в координатах х и р (к примеру на **стр. 499)**

Расчет значений радиуса р									
	X	0	2	3	4	5	.	–	.
	Рг	5,04	5,25	5,36	5,48	5,60	.	–	.
	X	0	3	4	5	6	7	.	.
	p»	6,50	6,92	7,07	7,22	7,39	7,56	.	.
	X	0	6	7 -	8	9	10	11	.
	Pt	8,95	10,1	10,4	10,6	10,9	11,2	11,5	.
дЮ = 25 *мм*	*X*	0	8	9	10	11	12	13	.
	Р10	12,5	14,8	15,2	15,6	16,0	16,4	16,9	.
= 25 *мм*	*X*	14	15	16	17	18	19	20	25
	Рю	17,4	17,8«	18,4	18,9	19,5	20.1	20,9	25

откуда

следовательно, 2 - «W. +

$$/_{\kappa} - \frac{2\,(f_K - /_{\kappa\text{-}i})}{JJ} \; /_{\kappa.г}$$

Когда коэффициент расхода изменяется плавно и приращение сечения f_K — также изменяется постепенно, приближенный профиль, построенный прямыми, сравнительно легко заменяется плавной кривой. В тех случаях, когда коэффициент расхода изменяется по сложной кривой, приращение сечения $f_K - f_{K_t}$ также претерпевает большие изменения, и приближенный профиль окна может получиться с зубцами. В этом случае необходимо увеличить число сечений на сложном участке, уменьшив величину Л.

Построение предварительного пофиля можно производить и с помощью прямоугольников (рис. 338, б). В этом случае

$$\frac{/к —}{zh}$$

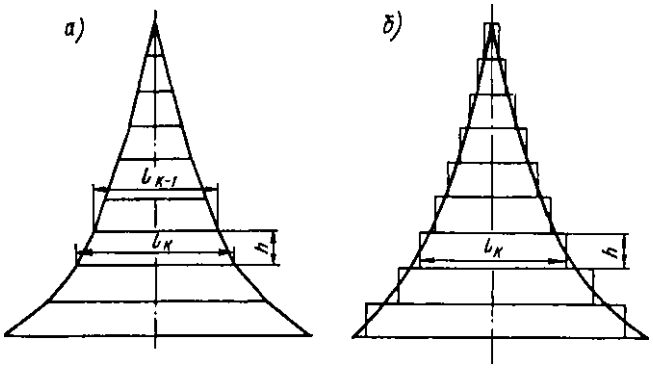


Рис. 338. Построение профиля окон полого плунжера: а—по методу трапеций; б — по методу прямоугольников

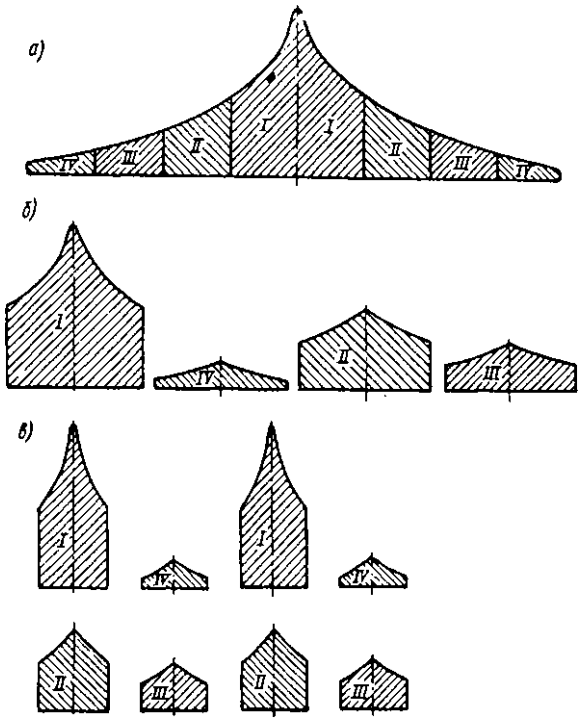


Рис. 339. Построение окон в полом плунжере: а—суммарная площадь окон; б — распределение площадей в односедельном клапане; в— распределение площадей в двухседельном клапане

Точность построения профиля в значительной степени зависит от числа расчетных сечений, в связи с чем рекомендуется выбирать его по возможности большим. Особенно важно на большое число сечений разбить нижнюю часть профиля.

В тех случаях, когда окна получаются слишком узкими, что усложняет технологию изготовления плунжера и может вызвать ускоренный износ его в процессе эксплуатации, целесообразно сократить число действующих окон на определенном отрезке хода с целью увеличения их площади. Это осуществляется путем последовательного введения окон в действие. Вначале производится построение одного окна с общей суммарной площадью и с профи-

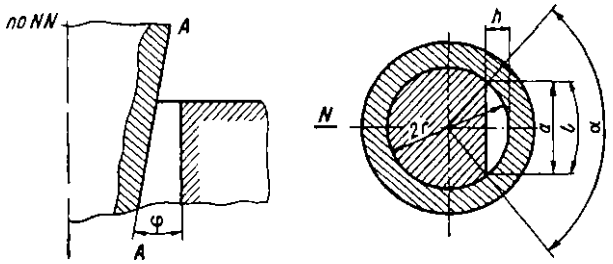


Рис. 340. Приближенное построение сечений сегментного плунжера с плоским срезом

лем, соответствующим заданной конструктивной характеристике (рис. 339, а), затем полученная площадь распределяется по отдельным окнам, число которых должно быть четным. На рис. 339, б представлен случай применения 4 окон в односедельном клапане. В двухседельном клапане, согласно рис. 339,в, изготовляется по 4 окна в каждом седле с попарно равными профилями.

Сегментный плунжер. Площадь открытого сечения в седле при сегментном плунжере с плоским срезом (рис. 340) может быть приближенно определена по формуле

$$I_к = [I_г - a(г - h)] \cos ф$$

или

$$F^* = \left[\frac{г^2}{ж x} \cdot \right)^{\cos(P'}$$

Для построения более точного профиля может быть использован способ равновеликих площадей (рис. 341). Расчет и построение профиля производятся в следующем порядке.

1. Ход плунжера делят на п частей (обычно п = 10) и для каждого положения плунжера по высоте определяют значение f_K.

2. Для каждого из положений плунжера из точки *А* (рис. 341,6) проводят линии под различными углами а ($a_x = 0$; $a_2 = 10°$; $a_3 = 20°$; $a_4 = 30°$ и т. д.).

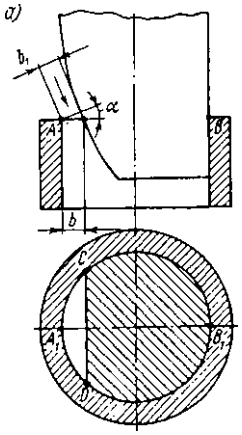
3. Для каждого значения а определяют величину b_{19} которая вычисляется как высота сегмента эллипса с полуосями г и г cos а. Основание сегмента равно *CD* (рис. 341). Он получается как проекция площади AiCDy образующейся в плоскости седла профильным срезом плунжера,

$$b_1 = b \cos a.$$

Высота кругового сегмента b вычисляется по формуле

$$f_K = r^2 \arccos \frac{r - b}{\{r\text{-}b)V2rb\text{-}b^*}.$$

Для ускорения вычислений могут быть использованы табличные данные о площадях и высотах сегментов круга с единичным радиусом.



4. На радиусах, проведенных под различными углами, откладывают отрезки b_v

5. Строят кривые равновеликих площадей, соединяя полученные точки.

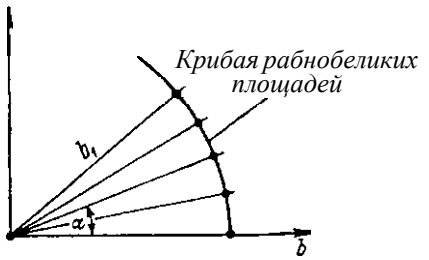


Рис. 341. Расчет и построение сегментного плунжера

6. Строят огибающую кривую семейства равновеликих площадей, построенных для разных f_K (при разных положениях плунжера по высоте Л), которая является искомым профилем среза сегментного плунжера.

Если на плунжере изготовляется несколько срезов, то профили срезов строятся для соответствующих им значений f_K.

При приближенном расчете, с погрешностью в пределах 5—10%, кривые равновеликих площадей могут быть заменены отрезками дуг окружностей, радиусы которых равны соответствующим значениям Ь.

Сегментные плунжеры обычно применяются лишь для регулирующих клапанов малых размеров, имеющих малую пропускную способность.

Выше рассмотрены расчеты регулирующих клапанов так называемого общепромышленного типа при работе их на жидкой среден перепаде давлений до 25 *кГ/см*^{2}. При расчете регулирующих клапанов, условия работы которых значительно отличаются от указанных выше, необходимо учитывать влияние дополнительных факторов.

4. ДРОССЕЛЬНЫЕ ВЕНТИЛИ

Дроссельный вентиль предназначен для понижения давления среды в условиях, когда перепад давлений имеет значительную величину

$$АЯ \quad ^ \quad 0_{у}5P_{х}.$$

Профиль плунжера в подавляющем большинстве случаев не рассчитывается, а выбирается приближенно. Наиболее часто плунжеру придают форму конуса (рис. 342), иногда, значительно реже, он имеет вид цилиндра с клиновыми канавками, создающими проход дросселируемой среде.

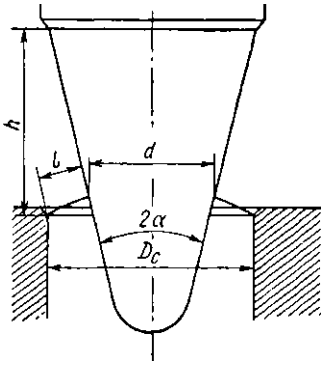


Рис. 342. Профиль плунжера дроссельного клапана

Большие скорости движения среды в седле между корпусом и плунжером вызывают быстрое разрушение поверхностей этих деталей — так называемое явление эрозии. Известны случаи, когда плунжеры по этой причине выходят из строя через 2—3 дня после начала работы.

Чтобы по возможности уменьшить влияние эрозии, плунжеры изготовляются из эрозионностойкого материала (Х18Н10Т, стеллит и пр.), и им придается обтекаемая форма в виде конуса с углом при вершине 14—18°. Это одновременно дает возможность работать на сравнительно больших подъемах клапана, так как дросселирование на малых щелях, как правило, не рекомендуется. В связи с этим приобретает значение правильный выбор размера дроссельного вентиля.

Диаметры проходных отверстий (входного D_1 и выходного D_2) определяются в зависимости от расхода среды, давления, температуры и перепада давлений при дросселировании.

Для пара или газа можно пользоваться формулами:

$$D_x = 1{,}88 \sqrt{\frac{}{}}\,\text{-}\,\frac{}{f_i Y_i} \quad см$$

$$D_2 = 1{,}88 \sqrt{\frac{}{f_2 Y_2}} \quad см,$$

откуда

$$D_2 \approx D_1 \sqrt{\frac{}{v_2 y_2}} \quad \textit{или} \quad D_2 = D_x \frac{1}{Y} \Big/ \sqrt{\frac{}{u_2 P_2}} \quad см,$$

где G — расход среды, *т/ч*\

v_1 и v_2 — скорости пара на входном и выходном отверстиях, *м/сек*\

Yi и y_2 — удельный вес среды при заданной температуре и соответствующих давлениях $P_г$ и P_2 *(ama).*

Не всегда диаметры проходных отверстий берут в соответствии с результатами расчета. Иногда в целях нормализации размеров деталей и удешевления производства (при скоростях потока до 10—15 м1сек) принимают $Ь_г = Ь_г$. При больших перепадах давления, создающих скорость потока свыше 15 *м/сек*, берут $D_2 = 2D_v$

Диаметр отверстия в седле корпуса должен быть выбран таким, чтобы расход среды был обеспечен при использовании около 70% площади отверстия с учетом допустимой скорости среды, которая, например, для воды не превышает 60 *м/сек.*

Большой диаметр выбирать не рекомендуется, так как в этом случае работа вентиля будет протекать на малых щелях, что усилит эрозию плунжера. При малом диаметре может оказаться необеспеченным резерв пропускной способности, необходимый иногда в процессе эксплуатации вентиля.

В связи с этим расчетную пропускную способность ($G_б$) принимают примерно в 1,4 раза больше заданной. Для расчета можно использовать данные, приведенные в гл. II, п. 1.

При отсутствии точных данных о сопротивлении рассчитываемого клапана для определения диаметра отверстия в седле при дросселировании несжимаемой жидкости можно использовать общую формулу

$$G_б = 5{,}04 W_c / a7^{\wedge} \quad м/ч,$$

где $G_б$ — наибольший расход среды при открытом вентиле, *м/ч*\
x_m—коэффициент расхода при расходе $G_б$\
f_c — площадь седла вентиля, *см*^{2}.

В условиях сверхкритического истечения газов и пара применяются формулы

$$Объ ЪМ. \quad у/^{\wedge}гг Р г У^{\wedge} m^{\wedge} m)^{\wedge} \quad м/ч,$$

или

$$G_6 \wedge 1{,}2G,]/ \wedge P_{1T1} \quad {}^{тк}>$$

при $k = 1{,}4$ и $k = 1{,}3$

или

$$C_б^{\wedge} 0{,}6 G_y V \sim P\{h \quad м/ч.$$

При расчете диаметра седла D_c, как указано выше, расчетную пропускную способность вентиля рекомендуется принимать рав-

ной 1,4 заданной, а коэффициенты расходов седла для предварительных расчетов могут быть приняты равными:

D_y в *мм*	6-7-Ю	15-7-25	32-т-ЮО
\1m	0,30	0,35-7-0,40	0,60-0,70

Внутренняя характеристика дроссельного вентиля с коническим плунжером может быть определена, исходя из данных, приведенных в гл. II, п. 3. Упрощенное решение сводится к следующему.

Площадь открытого сечения между коническим плунжером и седлом (см. рис. 342) принимается равной (приближенно)

или

$$f_K = л\ (D_c — h \sin a \cos a) h \sin a.$$

Для предварительных расчетов коэффициент расхода принимаем в пределах от 0,9 до 0,5, используя значения \i$_K$ для односедельных регулирующих вентилей D_y = 40 ч- 50 *мм.*

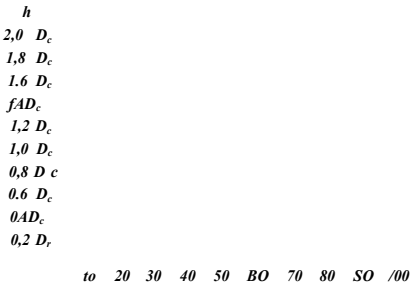


Рис. 3.43. Внутренняя характеристика дроссельного клапана. Плунжер конусный с углом 2а = 16°

При расчете внутренней характеристики задаемся подъемом клапана, выраженным в долях диаметра, и затем определяем площадь f_K открытого сечения между плунжером и седлом по вышеприведенной формуле. По значениям $f_K = \frac{f}{y}$ подбираем соответствующие коэффициенты расхода с использованием которых определяются величины

$$G = Об\ \ ^{=}v\text{-}mfc\ '$$

В табл. 95 приведены результаты расчета дроссельного вентиля с конусным плунжером, имеющим угол 2а = 16°.

На рис. 343 приведена внутренняя характеристика такого вентиля, на основании, которой можно утверждать, что в вентиле с углом плунжера 2а = 16° регулирование (до 95% $G_б$) протекает при ходе плунжера до 1,4D_C. Дальнейший подъем плунжера незначительно сказывается на расходе среды.

Таблица ***101***

Расчетные данные дроссельного вентиля с конусным плунжером, имеющим угол 2а = 16°

$\frac{A}{D_c}$	f_K	$\frac{}{к\ P_У}$			$\frac{°к}{б}$
0,2	0,086	0,11	0,90	0,077	0,196
0,4	0,166	0,21	0,89	0,148	0,377
0,6	0,242	0,31	0,87	0,210	0,534
0,8	0,313	0,40	0,84	0,263	0,670
1,0	0,380	0,48	0,80	0,304	0,776
1,2	0,440	0,56	0,78	0,343	0,875
1,4	0,495	0,63	0,74	0,366	ff,935
1,6	0,548	0,70	0,69	0,378	0,965
1,8	0,595	0,76	0,65	0,386	0,985
2,0	0,636	0,81	0,61	0,388	0,990

5. ШЛАНГОВЫЕ КЛАПАНЫ

Эксплуатационные качества шланговых клапанов, выражающиеся в малом коэффициенте гидравлического сопротивления, возможности использования их на коррозионных и агрессивных

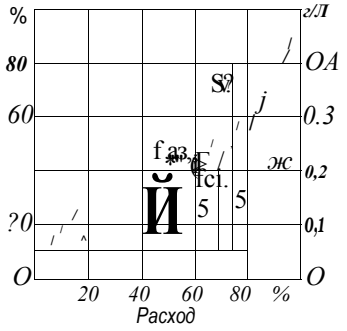


Рис. 344. Расходные характеристики шлангового клапана с двухсторонним пережимом

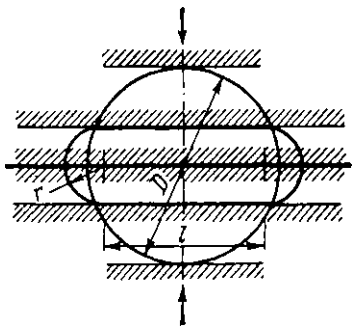


Рис. 345. К расчету сечения шланга

средах, а также на средах высокой вязкости, шламах и пульпах с высоким содержанием твердых фракций способствовали их быстрому развитию и широкому применению. Такие клапаны используются и как регулирующие. Конструктивная характеристика шлангового клапана с двухсторонним пережимом (см. рис. 109) представлена на рис. 344 [3], она занимает среднее положение

между рабочими расходными характеристиками для газа и для жидкости. Площадь открытого сечения в проходе клапана определяется формулой (рис. 345).

$$F = г\ (21 + \text{яг}).$$

Здесь г — радиус дуговой части;
I — расстояние между центрами дуг.

Расчет условной пропускной способности шлангового клапана с двухсторонним пережимом при работе на пульпе с учетом этих специфических условий предлагается вести по следующей методике [31.

$$q = \qquad\qquad м*, ч в$$

Здесь Qe — наибольшая расчетная пропускная способность клапана, *м³/ч*\
$ДР_м$ — наименьший перепад давлений, создающийся в клапане при наибольшем регулируемом (расчетном) расходе, *кГ1см²*\
$К_у$ — учитывает удельный вес регулируемой жидкости при рабочей температуре, определяется по табл. 96;
Ктв — коэффициент, учитывающий содержание твердых частиц в пульпе

$$Кте = \frac{G_{те}}{}$$

где $G_{те}$ — вес твердых частиц в единице объема;
$й_ж$ — вес жидкости в единице объема.

Таблица 96

Значения коэффициента Ку

Y	«V	Y	«V	V	«V
0,070	3,779	0,55	1,350	1,30	0,877
0,080	3,535	0,60	1,290	1,40	0,895
0,090	3,333	0,65	1,240	1,50	0,817
0,100	3,126	0,70	1,195	1,75	0,756
0,138	2,691	0,75	1,155	2,00	0,707
0,15	2,581	0,80	1,117	2,25	0,664
0,20	2,240	0,85	1,081	2,50	0,633
0,25	2,000	0,90	1,055	3,00	0,577
0,30	1,825	0,95	1,025	4,00	0,500
0,35	1,688	1,00	1,000	4,5	0,472
0,40	1,586	1,05	0,972	5,0	0,447
0,45	1,489	1,10	0,953		
0,50	1,414	1,20	0,923		

Ё случае газовой потока с твердыми частицами, имеющего место при пневмотранспорте, расчет выполняется с применением следующей формулы

$$Q_{y} = \frac{K_{пи} Q_{е}}{O M З Р К_{у} К_{т} К_{с} К_{р} V А Р_{м}} \text{ м}^3/\text{ч}$$

где $К_у$ — коэффициент, учитывающий удельный вес газа; определяется по табл. 96 в зависимости от $\gamma_{у} = \frac{\gamma_{г}}{\gamma_{е}}$ — отношения удельного веса газа, регулируемого при рабочей температуре, к удельному весу воздуха при $t = 20°$ С;

Кг — коэффициент, учитывающий влияние температуры на

$$У'' = \sqrt{\frac{293}{273 + t}} \text{ принимается по табл. 97;}$$

$К_с$ — коэффициент, учитывающий условия расширения газа; принимается по табл. 98 в зависимости от величины $k = \frac{c_p}{c_v}$;

Кр — коэффициент, учитывающий влияние перепада давлений на клапане; принимается по табл. 99 в зависимости от $\frac{\Delta р}{Р} =$ где Р — давление (абсолютное) газа на входе в клапан.

Таблица 97

Значения коэффициента *Кт*

f с	-30	—20	-10	0	+20	+40	+60	+80	+ 100
Кт	1,205	1,158	1,114	1,072	1,000	0,936	0,931	0,902	0,875

Таблица 98

Значения коэффициента $К_с$

k	1,001	1,02	1,04	1,08	**1,1**	1,2	**1,4**	1,6	1,8
Кс	1,000	**1,095**	1,016	**1,029**	**1,038**	**1,070**	**1,130**	1,182	1,203

Таблица 99

Значения коэффициента *Кр*

$\frac{\Delta Р_м}{Р}$	**0,5**	**0,3**	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,10**	**0,05**	**0,02**
КР	**1,0**	**0,94**	**0,90**	**0,84**	**0,76**	**0,65**	**0,45**	**0,25**

При расчете следует учитывать, что минимальная скорость в трубопроводе на входе в клапан должна иметь величину не менее v = 1,5 -г- 3 *м/сек* для жидкости и не менее = 6 -г- 10 *м/сек* для газа. Перепад давлений на клапане не менее ДР — = 0,2Р. Расчетная величина расхода должна быть принята $Q_6 = 1{,}3\,Q_6$.

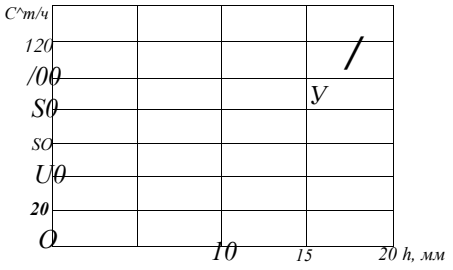


Рис. 346. График изменения условной пропускной способности G_y шлангового клапана D_y = 50 *мм* при подъеме плунжера

При чистых жидкостях и газах $К_у = 1$ и $К_{тв} = 1$.

В зависимости от полученных значений Q_Y выбирается диаметр условного прохода шлангового клапана с двухсторонним пережимом, используя табл. 100.

Пропускная способность шлангового клапана D_Y = = 50 *мм* показана на рис. 346, где приведены результаты испытаний конструкции, соответствующей рис. 108. В таких клапанах ход шпинделя составляет всего 20 *мм*, поэтому при полностью поднятом шпинделе шланг частично перекрывает проход.

Таблица 100

Значения Q_y для шланговых клапанов в $м^{3}/н$ (для воды в *т/ч*)

D_y в *мм*	15	20	25	32	40	50	70	80	100	125	150	200
Q_y в *м*/ч* (для воды в *т/ч*)	12	20	32	50	80	125	200	320	500	800	1250	2000

6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАТВОРОВ

Затворы предназначены для работы либо в полностью открытом, либо в полностью закрытом виде. Использование их не по назначению (в качестве дроссельного органа) может привести к аварии из-за поломки клина задвижки или тарелки клапана вследствие сильных вибраций, либо к преждевременному выходу из строя вследствие эрозии на малых щелях.

Ниже приводятся данные о гидравлических характеристиках затворов, которые могут быть использованы при уточненных силовых расчетах приводов и для оценки работы затвора.

В вентилях величина открытой площади f_K зависит от конструкции клапана и его подъема над седлом.

При плоской поверхности уплотнения (рис. 347, *а)* величина открытой площади может быть приближенно определена по формуле

$$/_к = nD_ch \quad см^2.$$

При конической форме клапана (игольчатый клапан, рис. 347, *в)* применима формула

$$f_K = л\ (D_c - h \sin a \cos a)\ h \sin a\ см^2.$$

Плоский клапан с фаской (рис. 347, б) занимает промежуточное положение. При малых подъемах клапана, когда дно клапана не

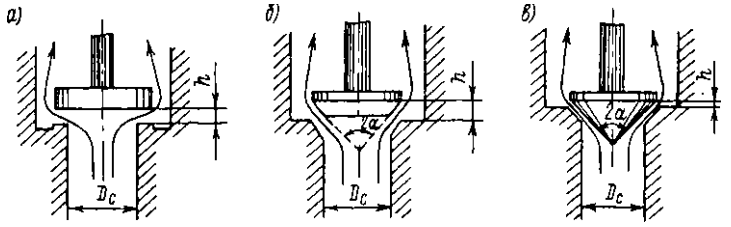


Рис. 347. Форма тарелок в вентилях: а — плоская; б — плоская с фаской; *в* — конусная

подымается над плоскостью седла, применима формула для конического клапана. При большом подъеме величина f_K приближается к значениям, определяемым формулой для тарелки с плоским уплотнением, но при этом подъем тарелки следует вычислять по расстоянию между дном тарелки и верхней плоскостью седла.

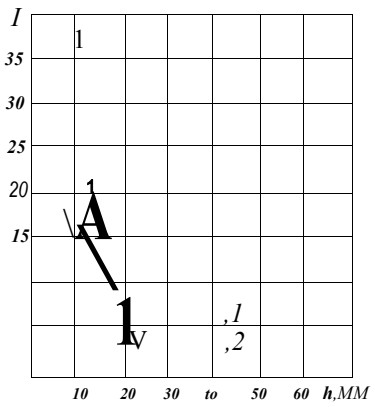


Рис. 348. График изменения коэффициента сопротивления £ в зависимости от подъема *h* тарелки:

1 — вентиль проходной 15ч14бр &у = = 100 *мм\ 2* **— вентиль прямоточный** D_y = 100 *мм*

Экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению некоторых вентилей в зависимости от подъема тарелки над седлом приведены на рис. 348.

В прямоточных вентилях (с наклонным шпинделем) коэффициент гидравлического сопротивления £ изменяется в зависимости от подъема тарелки клапана над седлом так, как это представлено в табл. 101 для D_y = 38 *мм* и D_y = 200 *мм.*

Представленные выше данные относятся к автомодельной области, при $Re_D > 3 \cdot 10^5$, когда величина £ не зависит от числа Рейнольдса Re_D. Для других областей, при $Re_D < 3 \cdot 10^5$, можно использовать данные, приведенные в табл. 102. В этом случае $£_{Re}$ и $G_{y\ Re}$ =

В табл. 103 приведены данные (ориентировочно) по величинам местного сопротивления в седлах вентилей, отнесенные к скорости среды в трубопроводе при $D_y = D_c$.

Таблица 101

Коэффициенты сопротивления g для некоторых прямоточных вентилей

h / D_y	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4
D_y= -•=38 *мм*	12	4,4	2,6	2,0	1,7	1,5	1,3	1,1	0,95	0,85
=200 *мм*	13	5,8	3,2	2,0	1,4	1,0	0,8	0,5	0,4	0,36

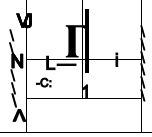
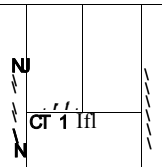
Таблица 102

Значения поправочных коэффициентов ^ и для малых значений ReD

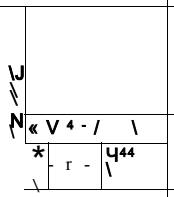
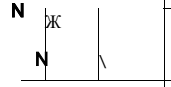
Re_D	5-10®	МО⁴	2-Ю⁴	5-Ю⁴	ыо»	2-Ю⁶	3-10»
	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,96	1,00
	0,85	0,97	1,04	1,07	1,05	1,02	1,00

Таблица 103

Коэффициенты местного сопротивления в седлах вентилей (приближенно)

Эскиз	Формулы и таблицы значений коэффициента сопротивления											
	= 0,75 + 0,155 ("X")²											
	h / D_c	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
	ζ_c	43,8	24,8	16,3	11,5	8,7	6,8	5,5	4,6	4,0	3,4	3,2
	Zc =1,35 + 0,21											
	h / D_c	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
		60,0	34,2	22,4	16,0	12,0	9,6	7,8	6,6	5,7	5,0	4,8

Продолжение табл. 103

Эскиз	Формулы и таблицы значений коэффициента сопротивления											
												
	$\frac{h}{D_c}$	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
	Zc	28,2	14,5	8,6	5,7	4,0	3,1	2,5	2,1	1,9	1,7	1,6
	$= 0,6 + 0,15 (\wedge L)^2$											
	$\frac{h}{D_e}$	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
		42,3	24,0	15,6	11,0	8,3	6,5	5,3	4,4	3;7	3,2	3,0

Примечание. — коэффициент сопротивления, характеризующий потерю напора на клапане, отнесенный к скорости среды в трубопроводе при Dy =

$= {}^{D}c \quad (Ц - У - {}^{П}Р« \quad {}^{D}у+{}^{D}c$

Таблица 104

Расчетные значения величин f_K и £ в зависимости от $\frac{h}{{}^{u}y}$ для задвижек

$\frac{h}{Dy}$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
$\frac{7 - J L}{F_y}$	0,05	0,13	0,19	0,25	0,31	0,37	0,44	0,50	0,55	0,61
C	–	–	53	28-	17	11	7,0	4,5	3,0	2,0
$\frac{h}{D_y}$	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
$\frac{7_{tK} - J L}{\sim F_y}$	0,66	0,71	0,76	0,81	0,86	0,90	0,93	0,96	0,98	1,00
I	1,5	1,0	0,7	0,5	0,3	0,25	0,22	0,20	0,20	0,20

В задвижках с круглым диском площадь открытого сечения может быть определена по формуле

$$= \quad + \sin 2a) \ \text{™a}>$$

где угол а определяется из условия

$$\sin a = \frac{h}{D_u}$$

Здесь h — подъем диска в *см*\
Oу — диаметр прохода в задвижке в *см.*

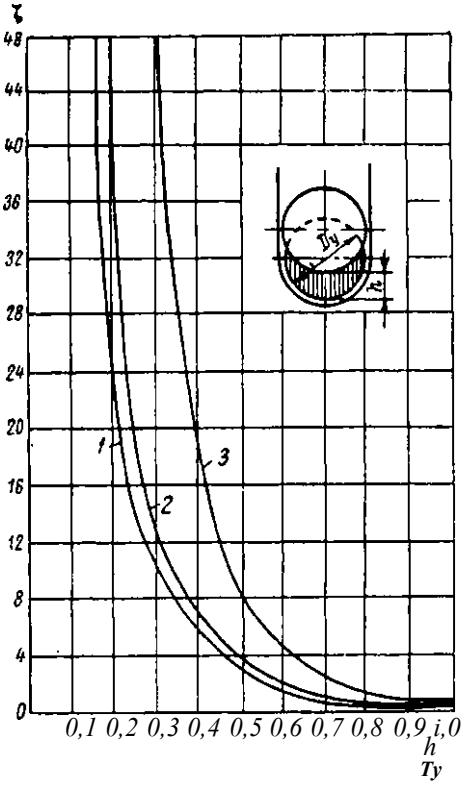


Рис. 349. Изменение коэффициента сопротивления £ в задвижках ЗОчб в зависимости от относительного подъема $\frac{h}{}$;

1— D_u = 100 мм; 2 — D = 76 мм; 3 — D — 50 мм

В табл. 104 приведены значения у- и £ (ориентировочно) для различных положений диска задвижки в зависимости от высоты $\frac{h}{}$ относительного подъема диска.

На рис. 349 представлен график изменения коэффициента сопротивления £ в зависимости от величины относительного подъема диска $\frac{h}{y}$ в дисковых задвижках ЗОчб.

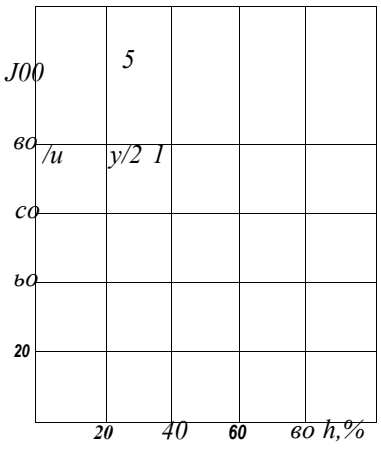


Рис. 350. Сравнение гидравлических характеристик затворов:

1 — проходной пробковый кран; *2* — вентиль муфтовый; *3* — задвижка параллельная; *4* — вентиль типа Косва (муфтовый); *5* — вентиль прямоточный (фланцевый)

Сравнение гидравлических расходных характеристик затворов разных типов D_y = 50 *мм* приводит к результатам, приведенным на рис. 350. Наиболее плавное регулирование расхода обеспечивает кран, наихудшие условия регулирования создает прямоточный вентиль, у которого дросселирование создается лишь в самом конце хода.

7. СМЕСИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Смесительные клапаны регулируют подачу двух сред одновременно, например подачу холодной и горячей воды, с тем чтобы изменение температуры смеси при перемещении плунжера подчинялось определенному заранее заданному закону.

Одна из распространенных конструкций смесителей показана на рис. 40, б.

В таких смесительных клапанах имеются два седла — верхнее и нижнее. Подача смешиваемых компонентов производится через верхнее и нижнее седла в расположенную между ними камеру смешения, откуда смесь через выходной фланец поступает по назначению.

В результате испытаний установлено, что взаимное влияние потоков, переходящих через верхнее и нижнее седла, незначительно. На пропускную способность клапана при прохождении среды через верхнее седло не влияет поток из нижнего седла. В связи с этим расход через клапан рассчитывается как сумма расходов

$$G = G_l + G_{\text{„}}.$$

Если общие площади окон полого плунжера для верхнего и нижнего седла равны, то общая пропускная способность клапана остается постоянной на всем протяжении хода, в противном случае пропускная способность клапана изменяется с ходом плунжера.

На рис. 351 приведен схематический график изменения условной пропускной способности смесительного клапана при опускании плунжера с неравновеликими окнами в верхнем и нижнем седле.

Для того чтобы обеспечить постоянный расход на клапане при линейной характеристике плунжера, необходимо выдержать условие

$$\frac{\text{APi}}{\text{Д}^{\wedge}\text{п}} = \left(\frac{O_{упб} - G_{yiM}}{O_{yi6} - G_{yiM}}\right)^2 \frac{Y_н}{\text{Yi}},$$

где $\text{AP}_{\backslash}$ и $\text{AP}_{\text{П}}$ — перепад давлений на верхнем и нижнем седле;

$\text{YI}_{\text{И}}$ и Yii — удельный вес среды, поступающей через верхнее и нижнее окна;

G_{yiM} и $\text{G}_{\text{уП6}}$, Gyi_{iM} — наибольший и наименьший условный расход среды через верхнее и нижнее седло.

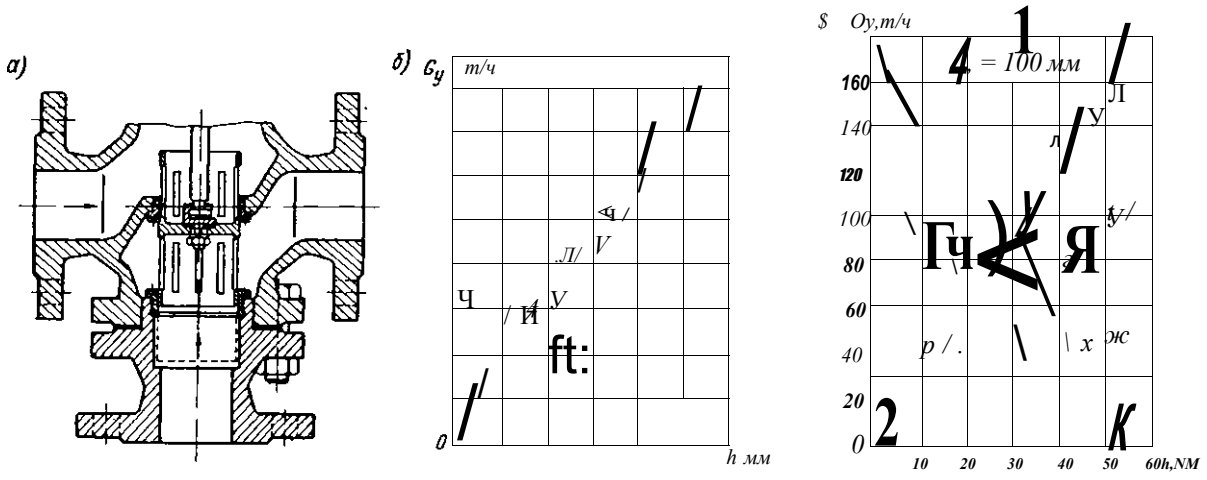


Рис. 351. Смесительный клапан: а — конструкция; 6—график изменения условной пропускной способности G_y *т/ч* при опускании плунжера с неравновеликими верхними и нижними окнами при отсчете *h* от крайнего верхнего положения; *в* — график изменения условной пропускной способности смесительного клапана D_y = = 100 *мм* при различной площади сечения окон *f* *A*

В числе разработанных ЦКБА конструкций имеются смесители с разной условной пропускной способностью в следующих пределах:

D_y, *мм*	25	50	80	100	125	150
G_y, *т/ч*	5-12,6	14,7-52	35,6-113	45—162	101—252	147—362

Ниже рассматривается расчет сечений плунжера смесителей горячей и холодной воды применительно к конструкции, приведенной на рис. 351.

Примем следующие обозначения:

Наименование	Для среды I	Для среды II	Для смеси
Температура в °С	/I	<11	*t*
Теплоемкость в *ккал1кг>град*	CI	^{c}l I	*C*
Давление в *кГ/см*^{2}	PI	*Ри*	*P*
Удельный вес в *Г/см**	YI	*У*	*У*
Расход в *т/ч*	GI	$G_{[i}$	*G*

При регулировании температуры жидкой капельной среды имеют место следующие условия:

сумма расходов горячей и холодной воды постоянна и равна расходу смеси

$$G\backslash + G_n = G;$$

количество тепла, потерянного горячей водой при охлаждении ее до температуры смеси *t>* равно количеству тепла, полученному холодной водой при нагревании ее до температуры смеси *t*

$$G\backslash C\backslash (f, — t) = G_n c_n (t - t_n);$$

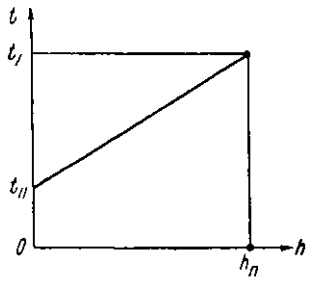


Рис. 352. График изменения температуры *t* (к примеру на стр. 522)

если смешиваются одинаковые жидкости (вода), то их теплоемкости равны *(ci ^ c_u)* и можно считать применимым отношение

$$\frac{'\,!\,-\,'}{} _ \quad 0\backslash\backslash$$

Для конструирования и расчета смесителя необходимо задаться законом изменения температуры смеси с подъемом плунжера. В большинстве случаев применим линейный закон изменения температуры смеси при подъеме плунжера *t = f (h)* — см. рис. 352. Тогда температура смеси может быть выражена формулой

$$t = i_u + kh,$$

где

Ли '

h_n — полный подъем плунжера при температуре t_u.

Задача расчета состоит в том, чтобы определить открытые сечения f_K как функцию подъема плунжера h. Для этого следует выяснить, как должны изменяться расходы Gi и G_u с подъемом плунжера, чтобы была выдержана заданная зависимость $t = f(h)$.

Для линейной зависимости (рис. 352) из полученного ранее отношения следует

$$\frac{G_n}{G_i} = \frac{(t_n - t)}{(t - t_i)},$$

Заменив $G_n = G$ — Gj, имеем

$$(G_Gj)\ (<_/„)$$

откуда

В результате получаем

т. е. получаем линейную зависимость G_x и Сц от t.

Если при прямоугольных окнах в полом плунжере принять приближенно постоянным коэффициент расхода, то величины G\ и G_u будут также иметь линейную зависимость от хода плунжера Л.

Величина площади открытого сечения определяется по формулам

$$U = \frac{}{5{,}04\ ^\wedge К а Я Л}\ см^{*}\backslash$$

$$f_{xII} = \frac{}{5{,}04|1_K\ KAPiiYII}\ см^2$$

Величины коэффициентов расхода могут быть определены по формуле

$$\simeq Um - \frac{1}{(lo/m)0.282}\ '$$

где L =

Значение $ц_т$ соответствует коэффициенту расхода при $f_K = f_{mi}$ т. е. при наибольшем открытии окон данного седла, и остается постоянным для всего хода плунжера.

В общем случае гидравлический расчет смесителя выполняется в такой последовательности.

Ход плунжера h_n разбивается на n частей; для каждого из положений плунжера определяют температуру смеси значение Gi и площади открытых сечений f_{Kl}\ по данным f_Ki находят размеры

окон в верхней части плунжера; вычисляют величины расходов $G_u = G — Gi$\ определяют значения f_{KU} в нижней части плунжера и по ним вычисляют размеры нижних окон.

При расчете сечений f_{Kl} и $/_{к11}$, за отсутствием более точных данных, приходится принимать

$$дЯ, = />,— /», \quad АР„ = Р „ - Р .$$

В частном случае, когда смешиваемые среды имеют одинаковую теплоемкость, а температура смеси изменяется по линейному закону, достаточно принять форму окон прямоугольной и определить сечения окон при нижнем и верхнем положениях плунжера. При этом коэффициент расхода для каждого типа окон приближенно принимают постоянным, независимым от положения плунжера.

Пример. Рассчитать размеры окон в смесительном клапане D_y = 50 *мм* с полым плунжером для смешивания горячей и холодной воды. Температура смеси с подъемом плунжера должна изменяться по линейному закону.

Исходные данные:

Горячая вода --- 80° С). . . . . $АР_г=0,07$ *кГ/см²*
Холодная вода (f_n = 20° С). . . . . ДРц=0,4 *кГ/см²*
Ход плунжера. . . . . $И_п$~40 *мм*
Расход смеси. . . . . G= 9,4 *т/ч*

Решение. Принимаем форму окон прямоугольную. Определяем сечение окон в верхней части плунжера для горячей воды по формуле

$$f_{,K1} = \frac{}{5,04\hat{}1\ v\ АРIY} \quad \frac{9>4}{5,04\text{-}0,6\ V\ 0,07} = 118\ см^2$$

Здесь коэффициент расхода принят равным $ц_{к1}$ = 0,6 при f_m = -jr = 0,6, по результатам испытаний данной конструкции.

Принимаем число окон равным 4, получаем ширину каждого из окон

$$= T\hat{}г = "TT\text{-} = \circ^{r74}\ см = 7,4\ мм.$$

Соответственно для холодной воды получаем:

$$f_{пt} = \frac{G_m}{5,04 ц_к} УАРцу = \frac{9>4}{5,04\ 0,85\hat{}0,4} = 3\ 17\ см^2$$

Здесь по данным испытаний $|i_{KII}$ принят равным 0,85 при $/_{„} = \#_{гт}^{-}{}_{у}$ = 0,176.

Принимаем число окон равным 4, получаем ширину каждого из окон

$$Д_{\#l} = \frac{}{nH_n} = \frac{}{4,4} = 0,22\ см = 2,2\ мм.$$

Глава III. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

1. ВВЕДЕНИЕ

Гидравлический расчет предохранительного клапана сводится к определению его пропускной способности. Перепускные клапаны по конструкции близки к предохранительным и методику расчета предохранительных клапанов в известной мере можно использовать для расчета перепускных с учетом величины давления за клапаном. Вместе с тем необходимо учитывать особенности условий работы каждого из этих типов клапанов.

Расход среды через клапан с тарельчатым плунжером зависит от подъема тарелки клапана.

Зная величину подъема тарелки, можно определить и расход среды; таким образом, задача расчета пропускной способности предохранительного клапана сводится к задачам, которые решаются при расчете регулирующих клапанов.

Неизвестной величиной здесь является высота подъема тарелки, которая при заданных допустимых пределах превышения давления зависит в основном от конструкции клапана.

В связи с этим предохранительные клапаны можно разделить на малоподъемные — с ходом тарелки $h \wedge 0{,}05$ Д., среднеподъемные — с ходом тарелки $0{,}05\ D_c < h < 0{,}25\ D_c$ и полноподъемные — с ходом тарелки $h \wedge 0{,}25\ D_c$.

В связи с тем, что ход тарелки в среднеподъемных клапанах не гарантируется, но в зависимости от конструкции может изменяться в больших пределах, эту группу клапанов по пропускной способности причисляют к малоподъемным и рассчитывают их пропускную способность исходя из хода тарелки $0{,}05\ D_c$. Превышение фактической пропускной способности клапана над расчетной идет «в запас».

Пока еще нет точного аналитического решения, учитывающего влияние всех факторов на пропускную способность предохранительного клапана. До настоящего времени расчет пропускной способности предохранительного клапана по существу производится эмпирическим способом, исходя из принятого хода тарелки клапана ориентировочно в $0{,}05\ D_c$ для малоподъемных и больше для других типов.

Применяемые для этой цели формулы, рекомендуемые нормами Госгортехнадзора, обычно обеспечивают запас пропускной способности, что делается с учетом большой ответственности назначения предохранительных клапанов и недостаточной их изученности.

Ниже рассмотрен анализ условий работы предохранительных клапанов и приведены некоторые выводы, получаемые на основании этого анализа.

2. РЫЧАЖНО-ГРУЗОВЫЕ МАЛОПОДЪЕМНЫЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Эти клапаны (рис. 353) обладают существенным недостатком — значительной инерцией массы груза и рычага. Положительной стороной этой конструкции является постоянство величины усилия при данном весе груза.

Для удержания тарелки клапана на седле, если за клапаном давление равно атмосферному, что наиболее часто имеет место, при номинальном давлении среды должно быть выдержано условие[1]

$$Qo = KoPoFk,$$

где Q_0 — усилие в *кГ*, стремящееся прижать тарелку клапана к седлу; представляет собой вес грузов и других подвижных частей, приведенный к оси клапана;

$/C_0$ — коэффициент перегрузки клапана;

P_0 — номинальное (начальное) давление в установке в *кГ1см²;*

F_K — площадь тарелки (по среднему диаметру уплотняющих колец) в *см²*.

При правильно отрегулированных и хорошо притертых уплотняющих кольцах клапана $K_0 \approx 1$ $(K_0 = 1{,}02 \div 1{,}05)$.

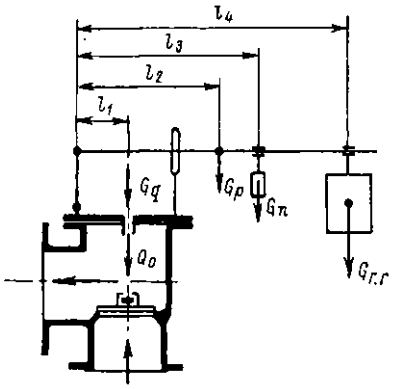


Рис. 353. Схема рычажно-грузового малоподъемного предохранительного клапана

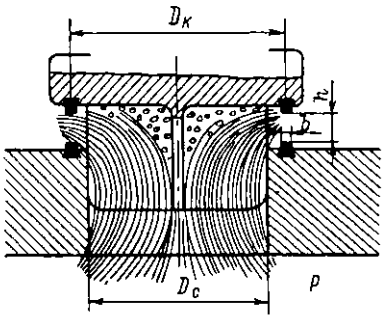


Рис. 354. Схема движения среды при подъеме тарелки клапана

При повышении давления свыше номинального тарелка клапана отделяется от седла, приподнимается над ним и открывает проход среде (рис. 354).

В этом положении на тарелку клапана действуют следующие силы:

1) усилие Q_0, стремящееся прижать тарелку клапана к седлу;

2) усилие от давления среды на тарелку клапана $Q_{ср}$, действующее под влиянием разности давлений под клапаном и над клапаном;

[1] Во всех формулах, приведенных в этой главе, давление следует понимать как избыточное.

3) воздействие на тарелку клапана движущейся среды (сила удара струи) Q*;

4) инерционные усилия У, возникающие в механизме (приведенные к тарелке клапана) вследствие наличия ускорений в процессе движения клапана;

5) сила трения Т, приведенная к оси штока клапана.

Полное уравнение равновесия тарелки клапана имеет вид

$$Qo \pm J \pm T = Q_{ср} + Q^*.$$

Знак перед величинами T и J принимается в зависимости от направления движения клапана — при открывании знак плюс, при закрывании — минус.

При тщательном анализе явлений, сопровождающих работу предохранительного клапана, необходимо помимо величины J учесть также и влияние емкости и производительности котла или агрегата, на котором данный клапан установлен. Качество работы предохранительного клапана можно определить точно лишь в том случае, если рассматривать его как регулятор и построить кривую затухания с учетом чувствительности регулятора. Конструктор арматуры обычно лишен этой возможности.

Если рассматривать работу клапана в стационарном потоке и пренебречь влиянием J и Г, то можно записать

$$Qo = Qc_P + Q^*.$$

где

$$Qcp = \Phi \,\&PKFK',$$

20g

или

$$Qde = \wedge$$

20g

Здесь $АР_к$ — разность давлений под тарелкой и над тарелкой, являющаяся функцией подъема тарелки;

Ф — коэффициент, учитывающий уменьшение давления под тарелкой клапана в связи с увеличением скорости потока и влияние части тарелки клапана, выступающей за пределы среднего диаметра колец (коэффициент использования площади); определяется экспериментально;

F_K — площадь клапана по среднему диаметру колец в *см²;*

F_c — площадь отверстия в седле в *см²;*

v_c — скорость среды в отверстии седла в *м/сек;*

y — удельный вес среды в *Г/см³;*

Р — коэффициент, учитывающий влияние формы тарелки клапана и ее положения над седлом на сопротивление потоку (определяется экспериментально).

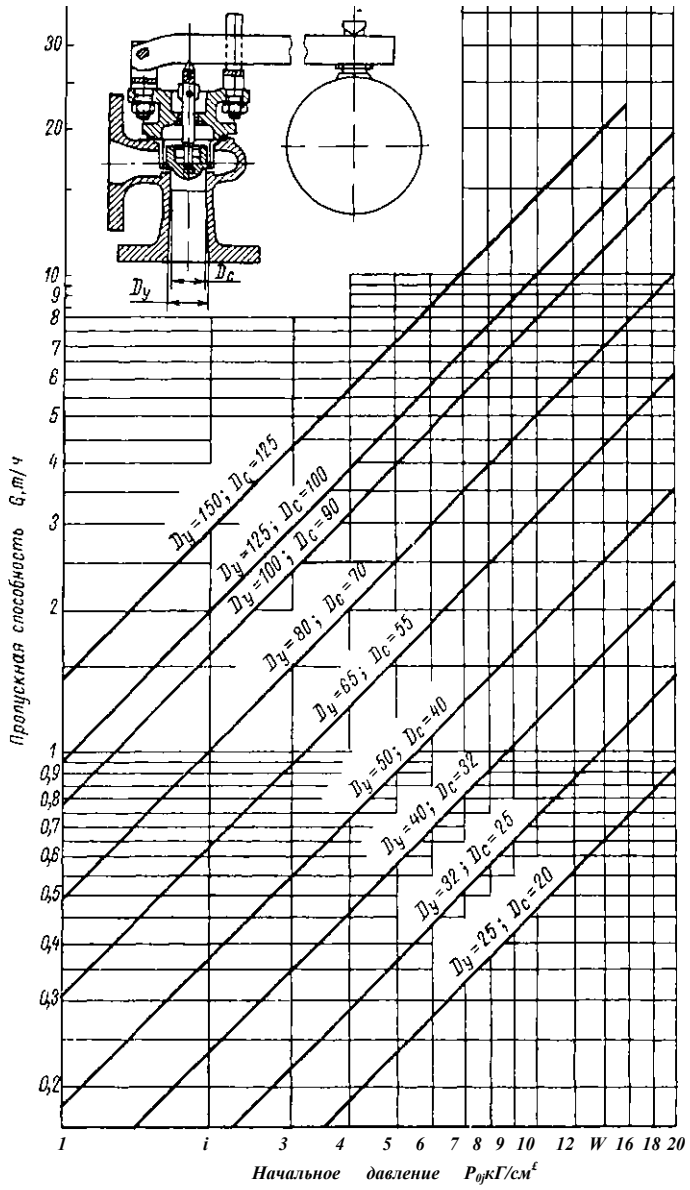


Рис. 355. График пропускной способности рычажно-грузовых пре дохранительных клапанов (рабочая среда — насыщенный пар)

На рис. 355 дан график пропускной способности рычажно-грузового предохранительного клапана приведенной конструкции (построенный по данным таблицы каталога 1951 г. б. фирмы «Шеффер и Буденберг») для случая, когда средой является насыщенный пар при превышении давления на 10% (К = 1,1).

3. ПРУЖИННЫЕ МАЛОПОДЪЕМНЫЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Отличительной чертой этих клапанов (рис. 356) является наличие **пружины,** которая обладает определенной жесткостью, в связи с чем усилие пружины изменяется по мере подъема тарелки клапана. В соответствии с этим расчетное уравнение пропускной способности получает несколько иной вид.

Уравнения равновесия

$$Qo + Ю\,ch \pm J \pm T = Q_{Cp} + Q_{de},$$

если не учитывать влияния сил трения и инерции, имеет вид

$$Qo + lOch = Q_{cp} + Q_{de},$$

где Qo — начальное усилие пружины в момент закрытия клапана;

h — высота подъема тарелки клапана в *см;*

c — жесткость пружины в *кГ/мм;*

Qcp — усилие от давления среды на тарелку в *кГ;*

Qde — динамическое действие струи на тарелку в *кГ.*

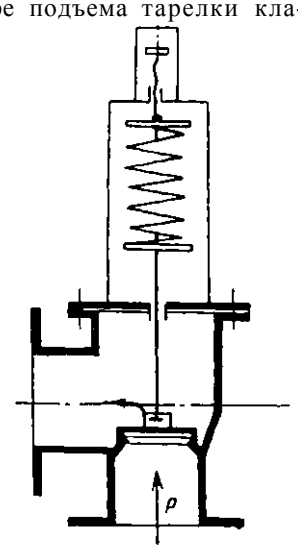


Рис. 356. Схема пружинного малоподъемного предохранительного клапана

Для увеличения производительности пружинного предохранительного клапана необходимо выбирать по возможности наиболее мягкую пружину с наименьшим значением жесткости пружины. Во всяком случае производительность пружинного предохранительного клапана всегда будет несколько ниже производительности такого же рычажно-грузового клапана из-за влияния жесткости пружины.

На рис. 357 и рис. 358 представлены графики пропускной способности пружинных предохранительных клапанов приведенных конструкций при работе клапанов на воде и насыщенном паре и превышении давления на 10% (К = 1,1), построенные по данным таблиц каталога 1951 г. б; фирмы «Шеффер и Буденберг»[1].

[1] При определении необходимого числа предохранительных клапанов надлежит руководствоваться расчетными формулами по нормам Госгортехнадзора. Графики на рис. 355, 357 и 358 являются вспомогательным справочным материалом.

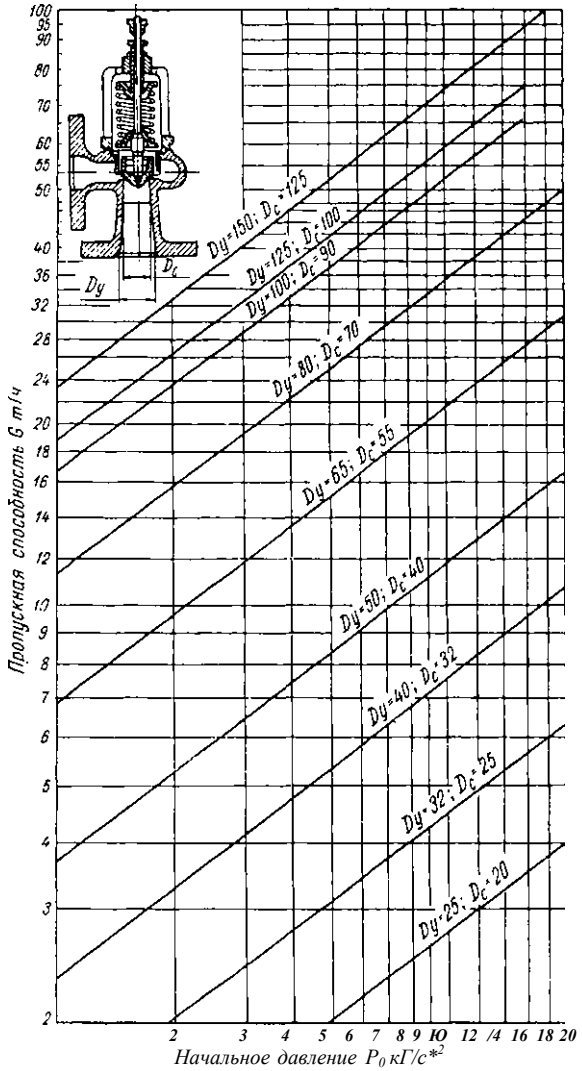


Рис. 357. График пропускной способности пружинных малоподъемных предохранительных клапанов (рабочая среда — вода)

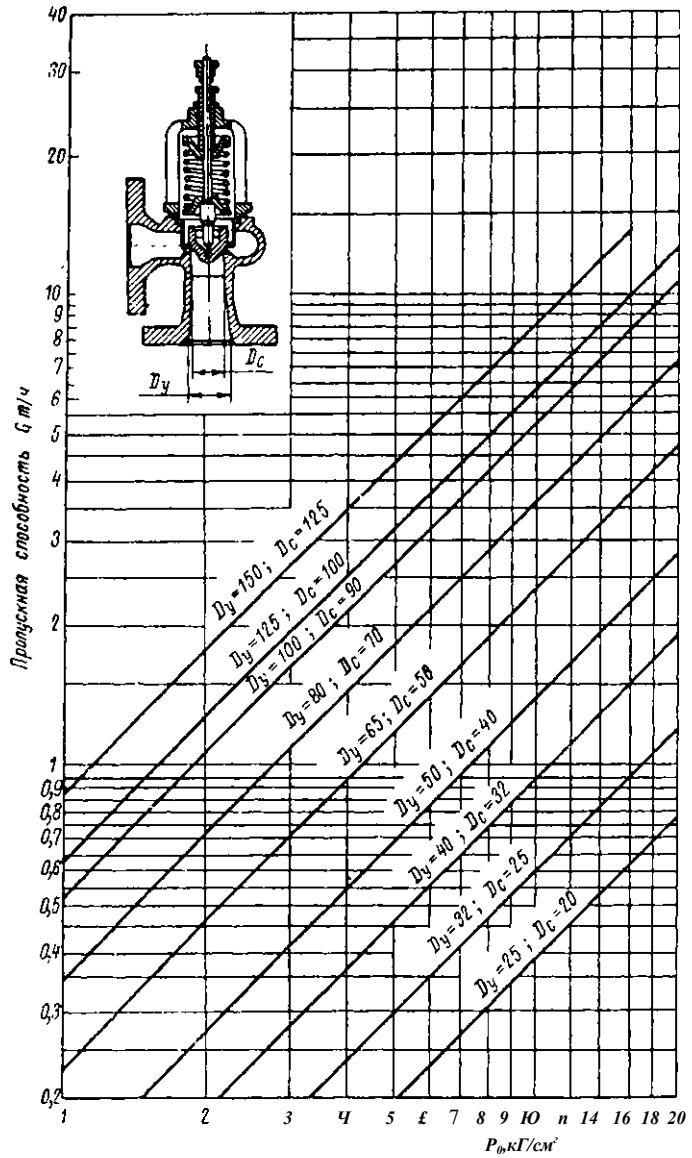


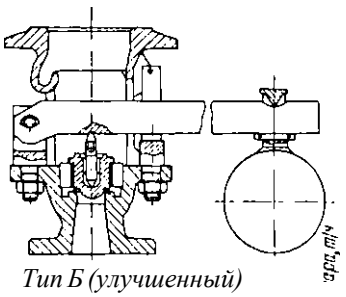
Рис. 358. График пропускной способности пружинных малоподъемных предохранительных клапанов (рабочая среда — насыщенный пар)

Силу, действующую на тарелку предохранительного клапана в сторону подъема, можно представить как функцию $ДР_К$ в виде формулы

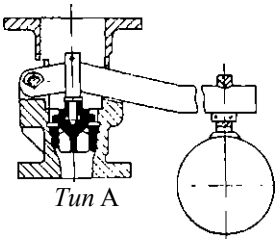
$$Qn = PF_c\ 1 \pm P_K \text{ или } Q_n = pQ_{ср},$$

где Q_n — подъемная сила в *кГ;*

р — коэффициент подъемной силы, определяемый экспериментально.

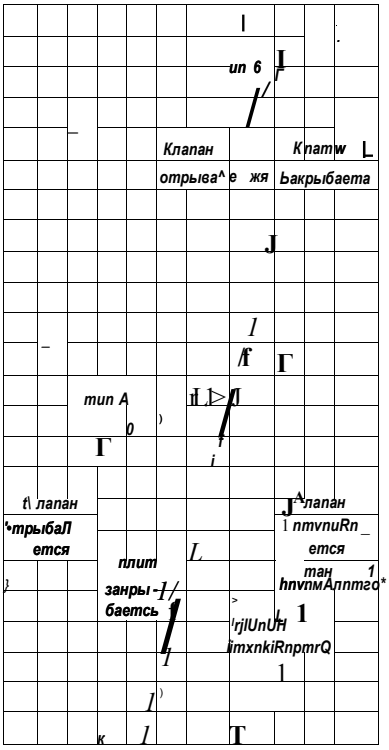


Тип Б (улучшенный)



Тип А

Рис. 359. Результаты испытаний рычажно-грузовых предохранительных клапанов



*Дабмние 6 котле к Г/см**

По данным исследований [16], величина р изменяется в значительных пределах и зависит от конструкции тарелки клапана, седла, корпуса предохранительного клапана и некоторых других элементов.

Одним из важных требований, предъявляемых к предохранительным клапанам, является требование посадки тарелки на седло при давлении, близком к давлению открывания. При конструировании элементов, обеспечивающих повышение подъема тарелки, необходимо учитывать, что некоторые мероприятия, предпринимаемые с этой целью, повышают давление посадки.

Одним из рациональных мероприятий по обеспечению достаточно высокого подъема тарелки является использование явления инжектирования для понижения давления над тарелкой. С этой целью камера над тарелкой, отделенная стаканом пружины на боковой поверхности, снабжается отверстием, направленным в сторону потока среды (усилить это действие можно инжектирующей насадкой). При возникновении потока в отводящем патрубке благодаря инжектирующему действию падает давление над тарелкой. При понижении давления по мере уменьшения потока отводимой среды инжектирующее действие снижается и клапан садится на седло.

На рис. 359 представлены результаты испытаний двух конструкций предохранительных клапанов. Уменьшение сопротивления клапана путем удаления направляющих золотника и перенесения направления на верхнюю часть, а также улучшение гидродинамических качеств корпуса и др. значительно улучшают свойства предохранительного клапана, увеличивают его пропускную способность и уменьшают разницу давлений в котле при открывании и закрывании клапана.

В связи с тем, что пропускная способность предохранительных клапанов колеблется в больших пределах в зависимости от особенностей конструкции и качества изготовления, нормами Госгортехнадзора предусматривается расчет пропускной способности клапанов, обеспечивающий достаточный запас; Размер и количество предохранительных клапанов определяются исходя из следующей величины пропускной способности предохранительного клапана:

$$G = 0{,}220 F P_{ата} \; Y \wedge r \quad т/ч,$$

где F — рабочее сечение клапана в $см^2$, равное: для полноподъемных клапанов и с импульсным управлением $F = 0{,}785 \; D^2_y$ (D_y — условный диаметр прохода в *см*); для тарельчатых клапанов малоподъемных $F = 2{,}22 \; D_c h$ (D_c — внутренний диаметр седла в *см*; h — высота подъема клапана в *см*);

Рата — абсолютное давление среды в $кГ/см^2$;

М — молекулярный вес проходящих через клапан паров или газов (для водяного пара М = 18);

T — абсолютная температура, $T = 273 + t°$ С.

Приведенная формула гарантирует запас пропускной способности клапана.

Зададимся условием, что при определенной величине коэффициента перегрузки клапана (например, $К_0 = 1{,}1$) и превышения давления К в пределах, допускаемых существующими правилами, подъем клапана будет обеспечен на определенную требуемую

высоту (например, h = 0,05 D_c). Тогда определение расхода среды через клапан можно вести по условной пропускной способности клапана с помощью формул, ранее приведенных для регулирующих клапанов (с тарельчатым плунжером), приняв коэффициент расхода равным [д = 0,6. При повышении подъема тарелки до ft = 0,1 D_c коэффициент расхода снижается до И- = 0,5-

Пропускную способность малоподъемного предохранительного клапана D» = 10-S-200 *мм* конструкции, приведенной на рис. 360, при h = 0,05 D_c можно определить с помощью формул типа $G_y = \frac{D^2}{\text{ф}}$, где D_y — в *мм;*

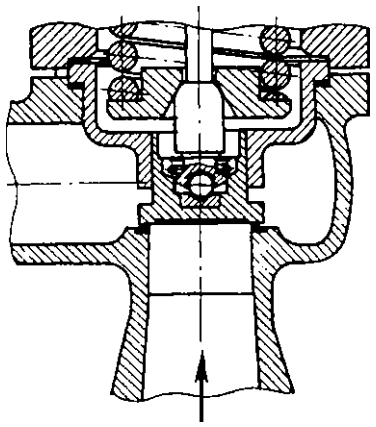


Рис. 360. Малоподъемный пружинный предохранительный клапан

при $D_c = D_y$

$$°_y = \frac{D^2}{m}\ \text{т/ч}>$$

при D_c = 0,8 Dy

$$°_y = m\ \text{£г}$$

В соответствии с этим при выборе предохранительного клапана по заданному значению G_y можно использовать следующие формулы:

при $D_c = Dy$

$$D_y = 14{,}5\text{VG~у мм;}$$

при D_c = 0,8 D_y

$$D_y = 17{,}8\text{Уб^ ММ.}$$

При подъеме клапана до h = 0,1 D_c пропускная способность предохранительного клапана увеличивается в 1,67 раза (увеличение в 2 раза в связи с увеличением подъема вдвое и снижение в — 0,835 в связи с уменьшением коэффициента расхода от 0,6 до 0,5).

4. ПОЛНОПОДЪЕМНЫЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

В полноподъемных предохранительных клапанах тарелка поднимается на высоту не менее 0,25 D_c. Обычно полноподъемные предохранительные клапаны изготовляются с сужением в седле, при котором диаметр седла в 1,5—2,0 раза меньше условного диаметра прохода. Чтобы обеспечить достаточный подъем тарелки клапана и необходимую пропускную способность, перед седлом клапана создают конусный переход — конфузор с плавными закруглениями на подводе среды, а выход среды осуществляется через седло, выполненное в виде сопла с высокими гидродинами-

ческими свойствами — сопло Лаваля. Благодаря этому в седле создаются высокие скорости среды, обеспечивающие образование значительной подъемной силы, действующей на тарелку клапана.

Подъем тарелки клапана в 0,25 D_c в связи с высокими скоростями среды в седле не исчерпывает полностью возможности предохранительного клапана, его пропускная способность растет до хода $h = 0{,}4\ D_c$.

Исследования пропускной способности полноподъемных предохранительных клапанов для компрессорных установок выполнены в НИИхиммаше [16].

При выборе полноподъемного предохранительного клапана необходимо не только определить его условный диаметр прохода и подъем тарелки, но и следует выяснить, обеспечивает ли он в принятых условиях работы (значения $К_0$ и К) требуемую пропускную способность.

Расчет пропускной способности полноподъемных предохранительных клапанов ведется по площади отверстия в седле исходя из того, что тарелка клапана поднята на высоту до 0,4 D_{Cl} а коэффициент расхода имеет значение = 0,85-т-0,90. Для точного расчета расхода среды через предохранительный клапан необходимо учитывать сопротивление подводящего патрубка и отводящего трубопровода.

В табл. 105 приведены приближенные значения условной пропускной способности Gy для различных предохранительных клапанов при разных отношениях $\frac{}{D_c}$ и при разной высоте подъема тарелки в полноподъемных клапанах. Как видно из таблицы, увеличение пропускной способности клапанов при μ_y = 0,5 происходит с подъемом тарелки до $h = 0{,}4\ D_c$.

5. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ С ИМПУЛЬСНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Клапаны с импульсным управлением срабатывают при возникновении импульса, созданного вспомогательным органом управления (вспомогательный предохранительный клапан, электромагнит и т. д.); при этом рабочая среда направляется в соответствующий привод, который производит открывание основного клапана.

Пропускная способность предохранительного клапана с импульсным управлением определяется только размерами и сопротивлением основного клапана.

При выборе размера полноподъемного предохранительного клапана с импульсным управлением можно использовать данные табл. 105.

Таблица 105

Условная пропускная способность G_y предохранительных клапанов

В мм	Малоподъемные Л=0,05£>$_c$		Полноподъемные				
	$D=0,QD_y$	$D_c=D_y$	D_c в мм	н=о,ю$_c$	$h=Q,2D_c$	Л=0,3D$_C$	$h=0,W_c$
	G_y, в т/ч			G_y в т/ч			
6		0,17	3		0,20	0,25	0,29
10	0,315	0,474	5	0,28	0,49	0,66	0,80
15	0,700	1,06	7,5	0,66	1,10	1,50	1,80
20	1,21	1,90	10,0	1,40	2,20	2,80	3,20
25	1,90	2,96	12,5	2,20	3,30	4,20	5,00
32	3,22	4,85	16,0	3,50	5,80	7,60	8,10
40	4,85	7,60	20,0	5,50	9,20	11,50	12,50
50	7,89	11,8	25,0	8,60	14,0	17,50	20,0
50	7,89	11,8	30,0	12,6	20,0	25,5	29,0
70	14,9	23,2	32,0	14,0	23,0	29,0	33,0
80	19,4	30,4	40	22,0	36,0	46,0	53,0
80	19,4	30,4	50	32,0	56,0	72,0	80,0
100	31,5	47,5	60	45,0	76,0	100	115
125	49,4	74	75	77,0	120	160	175
150	71	106	90	95,0	170	220	260
175	–	–	100	136	220	–	–
200	121	190	–	–	–	–	–

6. ОТСЕЧНАЯ АРМАТУРА

Быстрое развитие трубопроводного транспорта, рост протяженности трубопроводных систем, в том числе магистральных трубопроводов, вызвали развитие арматуры, предназначенной для быстрого отключения участка трубопровода в случае возникновения в нем аварийных условий. Когда происходит быстрое понижение давления в связи с утечкой среды (разрыв трубы и т. п.), должна быть произведена отсечка аварийного участка; арматура, предназначенная для выполнения этого действия, получила название отсечной (отсекатели).

Отсекателем может быть клапан, задвижка, кольцевая задвижка кран или заслонка при условии, что привод обеспечит быстрое срабатывание. В магистральных трубопроводах чаще всего для

привода отсекателей используется энергия транспортируемой среды, но отсекатели могут работать и от других источников энергии (электропривод и пр.).

Управление отсекателем может осуществляться с помощью автоматического устройства, срабатывающего, например, при резком понижении давления, либо посредством дистанционного управления из диспетчерского пункта.

Отсекатели могут быть использованы также для отключения участков трубопровода при ремонте, испытании или ликвидации аварии. Их устанавливают на магистральных трубопроводах через каждые 20—40 *км.*

Ниже приведены два примера применения отсекателей [13. На рис. 361 приведена схема использования крана в качестве отсекающего устройства. Кран имеет поршневой привод, действующий от давления газа, транспортируемого по трубопроводу.

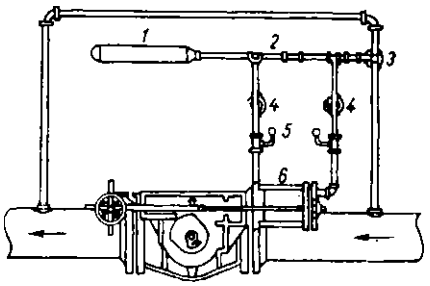


Рис. 361. Схема использования крана в качестве отсекателя:

1 — аккумулятор газа; 2 — диафрагма; 3 — двухходовой кран; 4 — клапан для сброса газа; 5 — манометр; 6 — поршневой привод

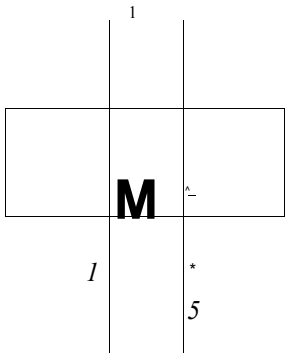


Рис. 362. Схема использования задвижки в качестве отсекателя:

1 — самописец дифференциального давления; 2 — клапан управления обратным потоком; 3 — предохранительный клапан; 4 — регулятор; 5 — обратный клапан; 6 — обратный поток; 7—прямой поток; 8—пневмопривод; 9—клапан управления прямым потоком

На рис. 362 показана схема использования задвижки в качестве отсечного устройства. Срабатывание задвижки происходит при возникновении повышенной скорости среды в месте ее установки, либо в случае возникновения обратного потока, при этом сама задвижка используется в качестве дифференциального измерительного устройства.

Гидравлический расчет отсекателей сводится к установлению пропускной способности арматуры и определению перепада давлений, при котором отсекатель должен сработать.

Глава IV. КОНДЕНСАТООТВОДЧИКИ

1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ КОНДЕНСАТООТВОДЧИКА

При гидравлическом расчете конденсатоотводчика определяется его пропускная способность для открытого клапана. Пропускная способность конденсатоотводчика зависит от диаметра отверстия в клапане и гидравлического сопротивления выпускной части.

Клапан периодически открывается и закрывается. Периодичность срабатывания клапана определяется пропускной способностью конденсатоотводчика, перепадом давлений до и после клапана, объемом поплавка и количеством поступающего конденсата. При срабатывании клапана конденсатоотводчика могут возникать гидравлические, удары в системе. Кроме того, удары клапана по седлу ускоряют износ уплотняющих поверхностей; поэтому следует принимать меры для уменьшения частоты срабатывания клапана. С этой целью размеры конденсатоотводчика выбирают таким образом, чтобы он имел небольшой запас пропускной способности.

Расчет пропускной способности конденсатоотводчиков до настоящего времени выполняется приближенно, без учета большого числа сложных явлений, которые имеют место при движении пара и конденсата. Наиболее часто расчет ведут по холодной воде и с учетом полученных данных оценивают расход конденсата при заданных условиях.

Конденсатный поток, состоящий из пара и воды, может двигаться в трубопроводе с паровыми или водяными «пробками», с размещением пара и конденсата слоями, а также в виде эмульсии пара и воды. На разных участках создаются различные условия и различные сочетания потоков. В результате падения давления часть конденсата самоиспаряется, благодаря чему образуется пар вторичного вскипания. В связи с этим процессы, имеющие место при выделении, транспортировке и отводе конденсата, приобретают сложный характер.

Конденсат и вода могут увлекаться движущимся паром, что наблюдается при движении насыщенного пара со скоростью порядка 20—30 *м/сек* и перегретого пара со скоростью 50—80 *м/сек* и более.

В конденсатопроводе скорость движения конденсата обычно принимается примерно 0,3—2,0 *м/сек*, меньшие скорости используются в конденсатопроводах меньших диаметров.

2. РАСЧЕТ КОНДЕНСАТООТВОДЧИКОВ С МЕХАНИЧЕСКИМ ЗАТВОРОМ

При расчете количества проходящего по трубопроводу неохлажденного конденсата во избежание чрезмерного усложнения расчетов считают, что пар и конденсат образуют эмульсию с удельным весом конденсатной смеси

Где %м — удельный вес пароконденсатной смеси (эмульсии) в *Г/см*^{3}\

v_n — удельный объем пара в *см*^{9}*/Г;*

К — доля пара; *К* = *(*G_n — количество пара; G — общее количество конденсата).

Давление смеси определяют по формуле

где $P_{см}$ — давление смеси;

$P_к$ — давление конденсата;

$y_к$ — удельный вес конденсата в *Г/см**.

Расход смеси определяют исходя из расходов конденсата по формуле

$$G_{см} = {}_{"к}G\ y] / \overline{y_к}>$$

где G_{CM} — расход смеси;

G_K — расход конденсата.

Для расчета расхода конденсата через конденсатоотводчик при его работе на охлажденном конденсате можно воспользоваться обычной формулой расхода воды (несжимаемой жидкости при y = 1)

$$G_e = 5{,}04/ц\text{^}\Delta P \quad т/ч,$$

где ДР — перепад давлений на конденсатоотводчике — разность давлений до и после конденсатоотводчика во время его работы с учетом возможного повышения давления за ним за счет гидравлического сопротивления дренажного трубопровода.

Коэффициент расхода колеблется от \i = 0,82 для малых диаметров отверстий при значительной относительной длине отверстия до |х = 0,5-^-0,6 для больших диаметров (в клапанах крупных конденсатоотводчиков).

Следует иметь в виду, что в условиях, когда конденсатоотводчик работает на неохлажденном конденсате, имеет место самоиспарение конденсата в связи с падением давления в дроссельном отверстии.

Если условно принять, что общая площадь отверстия / в клапане должна быть равна сумме площадей сечений для пропуска пара f_n и для пропуска воды то получим формулу $f = f_n + f_e$, где для воды

$$fe = \frac{0M\backslash}{5{,}04ц\ |/\Delta P}$$

для пара

$$/_Л = \frac{}{2{,}27ц\ V\ P\backslash i} \ см^2.$$

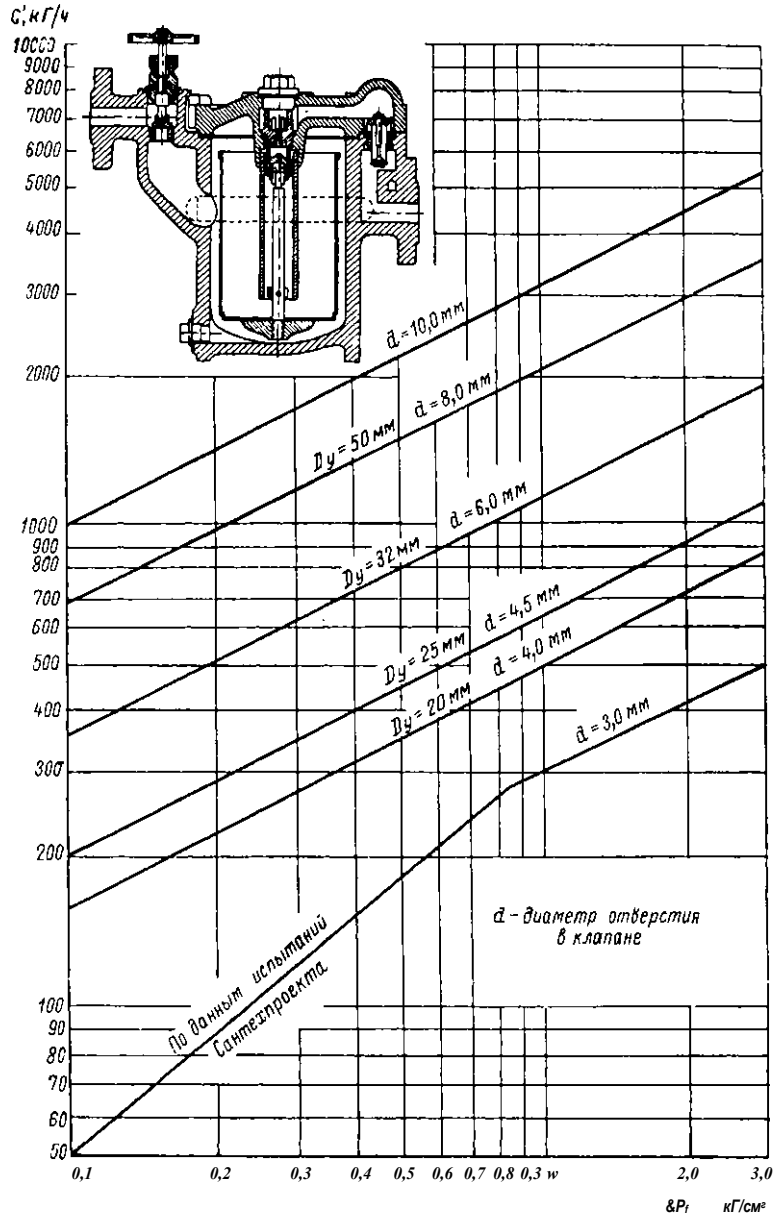


Рис. 363. Пропускная способность конденсатоотводчиков

Здесь $G_Q = G - G_N$ (G — общий расход смеси);

P = $P_г$ — ДР — давление (абсолютное) образования пара вторичного вскипания;

$ДР = (1 - Ф^2)(P_Г - P_2)$ $КГ/СМ^2$ — перепад давлений на конденсатоотводчике (ф ^ 0,9 — коэффициент скорости);

Yi — удельный вес пара в установке.

На рис. 363 приведены некоторые данные о фактической пропускной способности конденсатоотводчика с открытым поплавком конструкции, изображенной на верхней части диаграммы.

Пропускная способность конденсатоотводчиков с открытым поплавком для энергетических установок может быть приближенно определена по формуле

$$G_e = 0{,}032D^* / Д P \quad т/ч,$$

где D. — диаметр отверстия в седле клапана в *мм;*

ДР — перепад давлений на конденсатоотводчике.

В табл. 106 приведена пропускная способность на холодной воде конденсатоотводчиков с поплавком колокольного типа (см. рис. 91, в). При работе на горячем конденсате пропускная способность

Таблица 106

Пропускная способность на холодной воде конденсатоотводчиков с поплавком колокольного типа

Ступени перепадов давлений $*^{P_м}$ в $кГ/см^2$	$°y^1$ 3 *мм*					
	15, 20, 25		32, 40		50	
	Диаметр отверстия в седле D_c в *мм*	Максимальная пропускная способность Gq в *т/ч*	Диаметр отверстия в седле D_c в *мм*	Максимальная пропускная способность G^A в *т/ч*	Диаметр отверстия в седле D_c в *мм*	Максимальная пропускная способность Gq в *т/ч*
От 0,5 до 1,5	9	2,4	Н	6,35	20	7,80
Свыше 1,5 до 4	6	2,2	10	5,90	14	8,20
» 4 » 8	4	1,5	7	4,10	10	6,90
» 8 » 13	3	1,2	5,2	2,95	8	6,30

в 3—4 раза меньше, чем указано в табл. 106. Значения наибольшей пропускной способности G_{6T} указанные в табл. 106, соответствуют наибольшему перепаду давлений $ДР_6$. При работе на других перепадах давлений ДР^ фактическая пропускная способность конденсатоотводчика G^ определяется по формуле

Пропускная способность на холодной воде конденсатоотводчика, изображенного на рис. 92, а, приведена в табл. 107. На горячем конденсате пропускная способность в 2—3 раза меньше, чем указано в табл. 107.

Таблица 107

Пропускная способность на холодной воде термостатных конденсатоотводчиков с сильфоном

Перепад даплений, ДР в *кГ/см**		0,1	0,3	0.5	0,7	0.9	1,0	3	5	6	7	8	10	12	14	16
G в *т/ч*	Dy = 15 *мм*	0,15	0,25	0,34	0,40	0,45	0,48	0,83	1,08	1,17	1,27	1,38	1,52	1,66	1,80	2,16
	Dy = 20 мм	0,20	0,45	0,60	0,70	0,78	0,83	1,4	1,9	2,05	2,20	2,37	2,66	2, 93	3,15	3,75

Гидравлический расчет конденсатоотводчиков соплового типа (рис. 93, б) сводится к следующему. При пропуске охлажденного

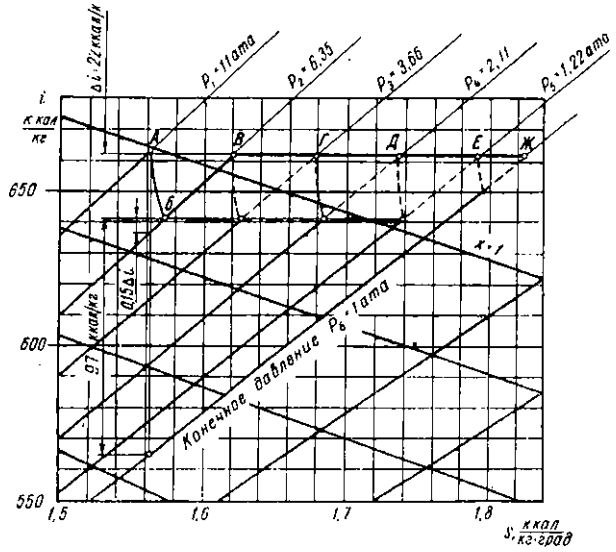


Рис. 364. Номограмма *i* — s для расчета конденсатоотводчика соплового типа при P_1 = 11 *ата*

конденсата пропускная способность рассчитывается, как обычно. При пропуске пара через цилиндрическую насадку имеет место критический перепад давлений с соответствующей ему ограниченной скоростью истечения пара.

Для определения режима работы сопла пользуются диаграммой *i* — 5. Энтальпия *i* — теплосодержание; энтропия *s* — один

из параметров состояния газа, определяемый условием

$$ds = \frac{dq}{T},$$

где ds — бесконечно малое изменение энтропии;
dq — бесконечно малое изменение количества тепла;
T — абсолютная температура.

Также

$$ds = \frac{cdT}{T},$$

где c — истинная теплоемкость газа.

Размерность энтропии та же, что и теплоемкости,—*ккал/кг • град.*

На рис. 364 приведен участок диаграммы i — s для пара при давлении $P_г$ = 11 *ата* и графически показан процесс расширения пара при одноступенчатом и многоступенчатом сопле. При прохождении пара без конденсата через сопло происходит его расширение по линии *А Б* до критического давления. При этом кинетическая энергия превращается за соплом обратно в тепловую энергию с приростом энтропии вдоль линии *БВ*. Понижение давления пара при его вихревом движении за соплом обозначено на диаграмме сплошной линией на участке от *В* до Ж.

Штриховые линии соответствуют процессу расширения пара при многоступенчатом сопле. В случае применения пяти ступеней ни в одной из них не будет звуковой скорости, образующейся при критическом перепаде давлений. Весь тепловой напор будет распределяться на пяти перепадах. Опыт подтверждает, что применение большого числа ступеней нерационально, хотя и ведет к некоторому уменьшению потерь пара.

При одном сопле скорость будет высокой, но сопло благодаря простой форме может быть легко изготовлено из эрозионностойкого материала.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ АРМАТУРЫ

Глава I. ПЛОТНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПЛОТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Силовой расчет служит для определения усилий и моментов, необходимых для управления арматурой: сил сопротивлений, возникающих в различных элементах арматуры при управлении ею (трение в сальниках, трение на уплотняющих кольцах, трение в сопряжениях привода и т. д.), усилий вдоль шпинделя задвижки или вентиля, усилий на маховике, необходимых для управления задвижкой или вентилем как при ручном управлении, так и при наличии электроприводов. Силовым расчетом также определяются: характеристики пружин предохранительных клапанов, регулирующих клапанов и других устройств, размеры мембран в приводах регулирующих клапанов, размеры рычагов, величины грузов их расположение в регулирующих и предохранительных клапанах и т. д.

Среди соединений деталей арматуры имеется особая группа соединений, к которым помимо обычных требований, предъявляемых ко всем соединениям в отношении прочности, жесткости, долговечности и т. д., предъявляются еще требования, имеющие специфический характер. Они заключаются в том, что между соприкасающимися поверхностями деталей, образующих сопряжение, не должна проходить жидкая или газовая среда, находящаяся обычно под давлением. Такие соединения называются плотными или герметичными (абсолютно плотные с непроницаемой стенкой).

Требования, предъявляемые к плотным соединениям, иногда смягчаются тем, что за определенный промежуток времени допускается пропуск некоторого обычно небольшого количества среды.

Физические свойства и условия обеспечения плотности этих соединений изучены еще далеко не полно, хотя имеется ряд работ, посвященных исследованию этих вопросов.

Условия работы, конструкция элементов соединений для различных условий работы и методы обеспечения плотности в соединениях могут быть различны.

Плотные соединения можно разделить на следующие группы.

1. По степени плотности:

абсолютно плотные (герметичные) соединения, через которые протечка газа или жидкости совершенно не допускается;

условно плотные соединения, через которые допускается пропуск некоторого количества газа или жидкости.

2. По характеру действия:

неподвижные соединения с постоянным уплотнением (фланцевые соединения, пробки, резьбовые муфты и пр.);

подвижные соединения с постоянным уплотнением (сальники, поршни, пробки кранов и пр.);

подвижные соединения с периодическим уплотнением (замки затворов, обратных и предохранительных клапанов и т. п.), которые, в свою очередь, могут быть подразделены на соединения с поступательным, вращательным или винтовым движением. При поступательном движении подвижной детали соединения разъем замка может осуществляться путем перемещения ее в плоскости уплотнения— арматура золотникового типа (задвижки) или перпендикулярно к плоскости уплотнения — арматура клапанного типа (вентили).

3. По форме уплотняющей поверхности:

с плоской уплотняющей поверхностью (фланцы, кольца задвижек, кольца вентилей и пр.);

с цилиндрической уплотняющей поверхностью (поршни, сальники и пр.);

с конической уплотняющей поверхностью (краны, конусные затворы и пр.);

с уплотняющей поверхностью смешанного типа (сферические, ножевые, рифленые, гофрированные и т. д.).

4. По свойствам уплотняющей поверхности:

с жестким металлическим контактом без промежуточных упругих элементов, уплотнение в которых обусловлено тщательной обработкой соприкасающихся поверхностей (уплотняющие кольца задвижек, вентилей и пр.);

с упруго деформируемыми элементами (кольца поршней, кожаные и резиновые манжеты, шлаговые уплотнения и пр.);

с упруго-пластически деформируемыми элементами (прокладки, набивки и пр.).

5. По характеру температурного режима:

работающие при постоянной нормальной температуре;

работающие при постоянной высокой температуре;

работающие при переменном температурном режиме.

6. По наличию смазки-уплотнителя:

соединения без смазки-уплотнителя;

соединения со смазкой-уплотнителем..

Классификация (см. схему) облегчает и уточняет вопросы исследований и расчетов плотных соединений, так как более четко очерчивает круг соединений, имеющих общие свойства.

СХЕМА КЛАССИФИКАЦИИ ПЛОТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ



2. УСЛОВИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ПЛОТНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ

Отключение одной части трубопровода от другой при помощи затворов (запорной арматуры) обеспечивается в том случае, когда уплотняющие кольца клина, диска или тарелки, плотно соприкасаясь с уплотняющими кольцами седла корпуса, образуют непрерывный уплотняющий контур — замок, через который среда, находящаяся в трубопроводе, пройти не в состоянии.

В затворах наиболее часто применяются жесткие металлические уплотняющие кольца, образующие плотные соединения с плоской поверхностью соприкосновения. Эти соединения относятся к подвижным соединениям с периодическим уплотнением. Изучив условия обеспечения плотности в них, можно многие из выявленных свойств и закономерностей учитывать при решении задач обеспечения плотности и в других типах уплотнений.

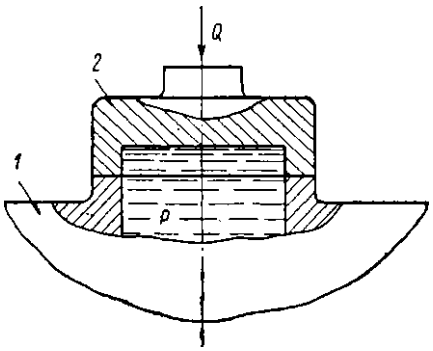


Рис. 365. Схема плотного соединения

Рассмотрим плотное соединение с плоской металлической уплотняющей поверхностью деталей.

Если сосуд 1 (рис. 365), наполненный жидкой или газовой средой, находящейся под давлением, перекрыть диском 2, то на него, будет действовать сила гидростатического давления ср£ды

$$Q_{ср} = FP \quad кГ,$$

где F — площадь действия среды на диск в $см^2$;

Р — гидростатическое давление в сосуде (избыточное) в $кГ/см^2$.

Чтобы удержать на месте диск 2, необходимо приложить к нему снаружи усилие $Q = Q_{ср}$ в направлении, перпендикулярном к плоскости соприкосновения сосуда с диском. При этом условий обеспечено лишь прилегание торцовых поверхностей и среда не будет проходить между двумя соприкасающимися поверхностями лишь в том случае, если уплотняющие поверхности представляют собой идеальные плоскости. В реальных условиях обработанные поверхности имеют определенную степень шероховатости и те или иные отклонения от идеальной плоскости. Все применяемые способы притирки лишь уменьшают эти отклонения, но не уничтожают их полностью. Кроме того, в условиях эксплуатации возникают причины, которые вызывают появление дополнительных искажений плоскости: коробление и упругие деформации под действием сил.

Чтобы обеспечить гидравлическую плотность соединения, необходимо создать силовое взаимодействие между уплотняющими поверхностями, т. е. прижать с силой диск к сосуду.

При действии силы $Q > Q_{ср}$ на соприкасающихся уплотняющих поверхностях создаются определенные удельные давления, благодаря чему имеющиеся неровности деформируются.

Если деформация происходит в пределах упругости материала и при этом создаются незначительные остаточные деформации, то плотное соединение может оставаться плотным в каждом случае приложения силы Q.

Для создания таких условий необходимо обеспечить тщательную обработку уплотняющих поверхностей.

Если на уплотняющих поверхностях отклонение от плоскостности велико и шероховатость значительна, то для обеспечения плотности соединения следует приложить большие усилия, которые создадут на уплотняющих поверхностях большие остаточные деформации.

Считая, что плотное соединение не будет пропускать среду лищъ тогда, когда зазоры между уплотняющими поверхностями будут меньше диаметра молекулы среды, приходим к выводу, что для предотвращения пропуска воды через плотное соединение необходимо обеспечить величину зазоров менее 0,003 *мк.* В то же время глубина бороздок на тщательно обработанных и хорошо притертых поверхностях металла, обеспечивающих плотность соединения, превышает 0,1 *мк*, т. е. более чем в 30 раз превышает диаметр молекулы воды. Отсюда следует, что приведенный выше упрощенный подход к вопросам обеспечения плотности является неправильным. Плотность соединения обеспечивается совместным действием большого количества сложных физических явлений, многие из которых еще изучены очень слабо.

Современное представление о свойствах плотного соединения **сводится** к следующему.

Абсолютно плотное соединение на практике осуществить трудно, и обычно даже через плотное соединение с течением времени про**сачивается** или испаряется какое-то количество среды, но при **хорошем** уплотнении соединения это количество просочившейся среды бывает ничтожно малым и им можно пренебречь.

Величина расхода среды (протечки) через плотное соединение, **образованное** двумя соприкасающимися плоскими металлическими поверхностями (замок затвора), зависит:

1) от качества поверхности уплотняющих колец (микрогеометрии уплотняющей поверхности, волнистости и степени отклонения ее от идеальной плоскости);

2) ширины уплотняющих колец;

3) разности давлений внутри и снаружи уплотняемого контура;

4) материала уплотняющих колец и его состояния;

5) свойств среды;

6) смачиваемости (гидрофильности) или несмачиваемости (гидрофобности) уплотняющих поверхностей;

7) наличия смазки-уплотнителя между соприкасающимися поверхностями;

8) конструкции затвора;

9) силового взаимодействия уплотняющих колец — величины удельных давлений, создаваемых на уплотняющих кольцах.

В начальный период работы плотного соединения количество просачивающейся через соединение среды не остается постоянным. Благодаря явлению облитерации (зарастанию щели) количество

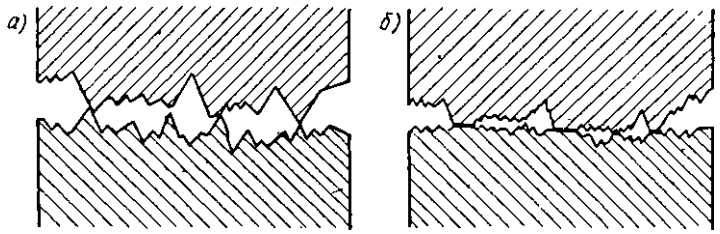


Рис. 366-. Микронеровности двух соприкасающихся поверхностей: а — до приложения усилия; б — после приложения усилия

протекающей через зазрр среды со временем уменьшается и через некоторый промежуток времени приобретает постоянное значение. Протёчка среды может при известных условиях со временем прекратиться, если благодаря облитерации' щели зазор заполнится фиксированным слоем полярных молекул. Это возможно лишь при зазорах, не превышающих 0,02 *мм.*

Значение перечисленных выше факторов неодинаково.

Для объяснения связи между количеством среды, протекающей через плотное соединение, и свойствами соприкасающихся поверхностей предложена следующая теоретическая схема.

Представим себе поверхности двух соприкасающихся уплотняющих колец в увеличенном . виде до (рис, 366, *а)* и после (рис. 366, б) приложения нагрузки. В последнем состоянии вершины гребешков несколько смяты, а имевшиеся ранее зазоры уменьшились. Между поверхностями остались извилистые зазоры, через которые может проходить среда.

Если принять, что образованные проходы представляют собой капиллярные трубки'диаметром d; то расход среды через каждый сантиметр уплотняющего контура соединения будет равен

(17)

где п — число трубок, расположенных на одном сантиметре уплотняющего контура;

b—длина трубки (ширина уплотняющего кольца);

y — удельный вес среды;

т| — динамический коэффициент вязкости среды;

$P_г$ — P_2 — разность давлений по обе стороны уплотнения.

Если принять, что зазоры между поверхностями представляют собой плоские каналы, то расход среды через каждый сантиметр уплотняющего контура будет равен

(18)

где h — зазор между уплотняющими поверхностями;

со — коэффициент, учитывающий степень заполненности зазора.

Влияние капиллярных явлений можно учесть путем увеличения или уменьшения разности давлений на условную величину давления, зависящую от свойств смачиваемости или несмачиваемости уплотняющих поверхностей средой и от размеров щелевых зазоров.

Эти теоретические предпосылки пока не привели к результатам, пригодным для практического использования, так как исходные схемы лишь условно отображают реальные условия. На самом деле в обеспечении плотности соединения играет роль большое количество факторов, среди которых важное место занимает величина силового взаимодействия между уплотняющими кольцами (удельное давление), учесть которое при помощи формул (17) и (18) не представляется возможным.

3. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ПЛОТНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ В ЗАМКАХ ЗАТВОРОВ

Качество уплотняющих поверхностей играет решающую роль при удельных давлениях на кольцах примерно до 400 *кГ/см*^{2}. Исследование зависимости величины протечки воздуха через плотное соединение с жестким металлическим контактом от чистоты поверхности дало результаты, приведенные на рис. 367. Образцы имели диаметр 50 *мм,* давление воздуха $P = 5$ *кПсм*^{2}.

Графики показывают, что при малых удельных давлениях на уплотняющих кольцах протечка воздуха быстро возрастает с ухудшением чистоты поверхности, в то время как при больших удельных давлениях на кольцах влияние чистоты поверхности на величину протечки значительно меньше.

Это объясняется тем, что при больших значениях удельного давления q поверхности уплотняющих колец сглаживаются более интенсивно, чем при малых значениях, и разница в зазорах между кольцами для различных классов чистоты становится небольшой.

Влияние волнистости поверхности уплотняющих колец и влияние степени отклонения поверхности от идеальной плоскости на платность соединения также велико, однако до настоящего времени данных по этому вопросу не имеется.

Ширина уплотняющих поверхностей соединения определяет длину капилляра, и, следовательно, с увеличением ширины увеличивается сопротивление движению жидкости, а также вероятность создания мест закупорки каналов путем деформации бороздок.

Увеличение ширины уплотняющих колец способствует уменьшению износа колец от эрозии в арматуре высокого давления.

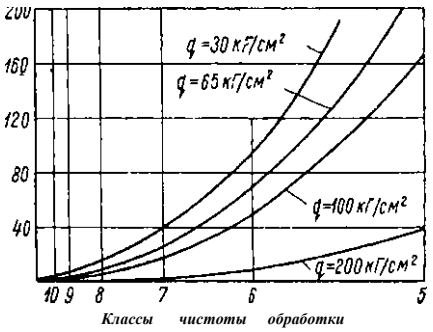


Рис. 367. График влияния чистоты плоских металлических уплотняющих поверхностей на протечку воздуха Q при различных удельных давлениях на кольцах q

Увеличение ширины уплотняющих колец вызывает прямо пропорциональное увеличение длины пути просачивающейся жидкости и, следовательно, согласно формулам (17) и (18), должно пропорционально уменьшить величину протечки. В действительности это не имеет места, так как вследствие деформации деталей в обеспечении плотности участвует не вся ширина уплотняющего кольца в одинаковой степени. Зазор становится переменным по длине пути движения жидкости между поверхностями.

Разность давлений внутри и снаружи контура (до седла и за седлом), согласно формулам (17) и (18), должна оказывать прямо пропорциональное влияние на величину протечки. Однако выполненные опыты показали, что при прочих равных условиях рост протечек «обгоняет» рост разности давлений и связь между протечкой и разностью давлений может быть выражена приближенно формулой

$$G = M\ (NAP^2 + SAP),$$

где M, N и S — постоянные коэффициенты, зависящие от материала, качества обработки уплотняющих поверхностей, величины удельных давлений на уплотняющих кольцах и прочих условий.

Материал уплотняющих колец и его состояние оказывают значительное влияние на величину протечки. Плотность соединения обеспечивается тем, что две поверхности подходят друг к другу настолько близко, что оставшиеся зазоры в виде капиллярных щелей затрудняют проход жидкости или газа. Величина оставшихся щелей зависит от того, насколько

деформируются гребешки микронеровностей поверхностей деталей. Поэтому, чтобы обеспечить одинаковую степень плотности в соединениях, образованных кольцами из твердого металла (сталь) и кольцами из мягкого металла (латунь), в первых необходимо создать большие удельные давления, чем во вторых.

Процессы, связанные с уплотнением соединения: деформации гребешков, изменение размеров и геометрии зазоров и другие явления протекают в поверхностном слое металла. Как известно, свойства поверхностного слоя могут резко отличаться от свойств основного материала. На свойства поверхностного слоя значительное влияние оказывают геометрия инструмента и режим обработки. Изменения, связанные с влиянием обработки, могут сказаться на толщине слоя до 50 ж/с. При притирке поверхностей основной металл почти не обнажается, и в работе участвуют поверхностные слои с измененной по сравнению с основным слоем металла структурой. Поэтому один и тот же Образец, будучи дважды испытан, после двух различных режимов обработки даже при одном и том же классе чистоты поверхности может дать различные результаты. Это приводит к тому, что влияние свойств материала по сравнению с влиянием геометрии и микрогеометрии оказывается небольшим и разброс точек на кривой, отображающей результаты экспериментов, оказывается значительным даже для одного и того же образца, последовательно обработанного примерно под один и тот же класс чистоты. При этом разница, вызываемая различием металла, зачастую перекрывается влиянием других факторов, что наиболее характерно для работы уплотняющих колец при сравнительно небольших давлениях. При больших удельных давлениях (свыше 400 *кГ1см*^{2}) влияние чистоты поверхности на плотность соединения уменьшается, а влияние материала несколько возрастает.

Поэтому удельные давления на металлических уплотняющих кольцах, необходимые для обеспечения плотности в замках, затворов, не имеют между собой большого различия.

В л и я н и е с в о й с т в ж и д к о с т и на величину протечки определяется в основном вязкостью. В одном и том же соединении, при одних и тех же условиях более вязкой среды пройдет через зазор значительно меньше, чем менее вязкой. Еще большая разница наблюдается при сравнении газовой и жидкой сред.

При прохождении жидкости через капиллярные зазоры и каналы, образованные уплотняющими поверхностями, газовые пузырьки «засоряют» проходы и затрудняют движение жидкости. При прохождении же газа капельки жидкости, попавшие в каналы, засоряют их и затрудняют проход среды.

С м а ч и в а е м о с т ь п о в е р х н о с т е й влияет на протечку в силу известных свойств капилляров. Известно, что даже незначительный слой жира на уплотняющих поверхностях уве-

личивает давление, необходимое для прохождения воды через замок затвора. Благодаря хорошему смачиванию металлических поверхностей керосин легко проникает через зазоры и щели в отливках, соединениях и др., поэтому керосином пользуются для гидравлического испытания плотности соединений и отливок в наиболее ответственных случаях. Считают, что испытание плотности керосином без давления примерно соответствует проверке плотности водой под давлением 3—4 *кГ/см*^{2}.

Достаточно тщательных опытов по изучению влияния смачиваемости поверхностей на плотность соединений еще не было проведено.

Присутствие смазки-уплотнителя между поверхностями соединения при низких давлениях заметно сказывается на его плотности. Во-первых, присутствие смазки ухудшает смачиваемость поверхностей соединения рабочей средой, что требует большей разности давлений,[1] необходимой для прохождения среды через капилляры. Во-вторых, при наличии густой смазки как бы закупориваются пути прохода среды, что способствует созданию плотности соединения.

Применение смазки в кранах значительно улучшает их эксплуатационные качества. В отдельных случаях смазка применяется и для уплотняющих колец задвижек.

При применении смазки конструкция затвора должна предусматривать возможность возобновления слоя смазки, уменьшающегося в процессе эксплуатации.

Применяемая смазка не должна растворяться в транспортируемой по трубопроводу среде, не должна испаряться или подвергаться каким-либо химическим изменениям.

Жесткость и конструктивные особенности затворов влияют на плотность в силу упругости деталей. В связи с тем, что детали затвора, обеспечивающие "его плотность и образующие замкнутую силовую цепь, не являются абсолютно твердыми телами, а обладают определенной упругостью, их размеры изменяются под действием усилий, связанных с давлением среды. Это влечет за собой изменение силового взаимодействия уплотняющих колец.

Для лучшей компенсации влияния этих изменений на плотность затвора желательно, чтобы уплотняющие кольца имели малую жесткость, т. е. чтобы упругая осевая деформация колец была бы по возможности большой. Это подтверждает хорошая работа полых уплотняющих колец из металлического листа с асбестовой набивкой.

Величины деформаций, искажающих геометрическую форму деталей, особенно значительны в деталях арматуры больших проходов, например в деталях больших задвижек.

Для лучшего обеспечения условий плотности упругие деформации соприкасающихся точек разных деталей (например, корпуса и клина в задвижке) должны быть равными.

Рассмотрим влияние жесткости деталей на работу вентиля, для чего представим себе вначале вентиль «абсолютно жесткой» конструкции, который закрыт до подачи давления в корпус. Для плотного перекрытия такого вентиля достаточно к шпинделю приложить усилие Q_{yt} т. е. усилие, определяемое лишь величиной удельного давления на уплотняющих кольцах, необходимого для создания плотности. В случае подачи давления в корпус под клапал силовое взаимодействие уплотняющих колец в рассматриваемом вентиле не изменится, и он сохранит состояние-плотного перекрытия.

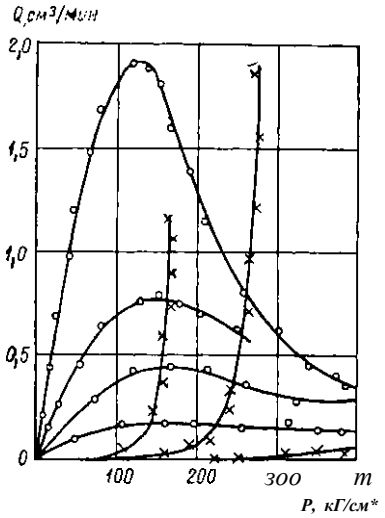


Рис. 368. График изменения количества среды при повышении давления в вентиле $D_y = 25$ *мм* после закрывания с разными моментами:

—X—X— подача среды под клапан;
—O—O— подача среды на клапан

Иная картина будет при наличии упругих деталей в вентиле. Усилие Q_y будет недостаточным для сохранения плотности после подачи давления в корпус; потребуется усилие, равное $Q^Q_y+Q_{ср}>$ так как усилие давления среды Q_{cpt} возникающее дополнительно и действующее на золотник, в результате деформации шпинделя разгрузит уплотняющие кольца и оставит на них действовать лишь усилие Q_y. Нами рассмотрена схема в наиболее упрощенном виде и в элементарном изложении, на самом деле влияние упругих свойств деталей на работу вентиля сложнее. Но несомненным остается положение, что упругость деталей имеет большое значение и оказывает значительное влияние на величину усилий, необходимых для управления арматурой. На рис. 368 приведен график изменения количества пропускаемой вентилем среды G при повышении давления Р. Кривые отображают влияние жесткости конструкции деталей вентиля на величину протечки.

Температура также оказывает значительное влияние на плотность соединения. С повышением температуры уменьшается вязкость среды и изменяются линейные размеры деталей. Деформация деталей приводит к~нарушению плотности ранее притертых соединений. Исследования показали, что плоская поверхность диска при нагреве его в одном месте до температуры 60° С искажается и становится не плоской. В связи с этим в наиболее ответственных случаях (например, в предохранительных клапанах, где необходимо обеспечить минимальные удельные давления) окончательную притирку уплотняющих колец целесообразно производить при рабочей температуре. Это позволит создать такие

поверхности, которые с учетом возможных деформаций от действия температуры обеспечат плотные соединения в рабочих условиях.

Силовое взаимодействие уплотняющих колец является управляемым фактором. Изменение удельных давлений на уплотняющих кольцах используется для создания необходимой плотности в соединениях арматуры при различных условиях.

4. УДЕЛЬНЫЕ ДАВЛЕНИЯ НА УПЛОТНЯЮЩИХ КОЛЬЦАХ

Многие обстоятельства играют роль в обеспечении плотности соединений деталей арматуры, но не все они с должной степенью точности могут быть учтены и выявлены.

Обычно конструкция затвора и размеры уплотняющих колец определяются конструктором сообразно назначению изделия; при силовом расчете затвора требуется определить усилие, с которым одно уплотняющее кольцо должно быть прижато к другому для того, чтобы обеспечить плотность замка при данных условиях. Величина этого усилия может быть определена лишь на основе использования экспериментальных данных.

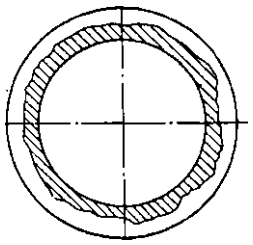


Рис 369. Площадь действия среды между уплотняющими кольцами

Обычно считают, что для данного типа затвора (вентиль, задвижка и т. д.) величина усилия, необходимого для обеспечения плотности, зависит лишь от ширины уплотняющих колец, их материала и давления среды (перепад или разность давлений принимается равным избыточному давлению среды). При этом считают, что состояние уплотняющих поверхностей соответствует какой-то средней величине, обеспечиваемой путем притирки.

Для определения величины удельных давлений, обеспечивающих определенную степень плотности замка затвора, проведено большое количество исследований; однако это еще не привело к созданию общепринятых норм вследствие большой разницы в результатах исследований.

Для обеспечения плотности клапанного сопряжения необходимо иметь $w_{cp} > 1$, где Q_0 — осевое [усилие, действующее на тарелку клапана в сторону закрывания, *кГ*\ Q_{cp} — усилие от давления среды, *кГ*.

При определении значения $Q_{cp} = F_{cp}P = 0{,}785D^2P$ *кГ* необходимо установить истинное значение F_{cp} — площади действия среды, которая зависит от площади проникновения среды между уплотняющими поверхностями (рис. 369). При отсутствии протечки между кольцами, когда вся площадь, заштрихованная на рис. 369, находится под действием давления Р, площадь действия среды равна площади проникновения. Величина F_{cp} зависит от

степени совпадения геометрии поверхности уплотняющих колец, их макро- и микрогеометрии, а также от силового воздействия на клапан как со стороны шпинделя, так и со стороны действия среды. Она определяется контуром уплотнения, создаваемым уплотняющими кольцами, который зависит и от степени соосности шпинделя с клапаном.

Когда клапан закрыт без давления среды, под действием центрально приложенной силы он деформируется так, как это представлено на рис. 370, т. е. раскрытие кольцевого сопряжения замка происходит снаружи. Под действием давления среды, возникающего под тарелкой клапана, эта деформация еще больше усиливается. В этих условиях наиболее вероятно значение D, близкое к D_r.

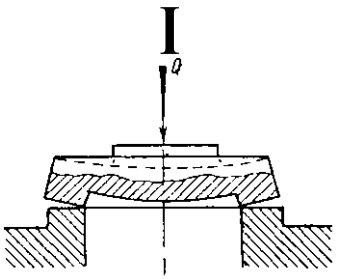


Рис. 370. Схема деформации тарелки клапана

Когда клапан закрывается под действием давления в начальный момент соприкосновения колец, площадь действия среды определяется наружным диаметром, т. е. $D \wedge D_н$. По мере увеличения удельных давлений на уплотняющих кольцах размер D должен приближаться к D_c. Однако для того чтобы выдавить среду, оставшуюся в тонком зазоре между кольцами, необходимо повышенное усилие и определенный отрезок времени. Это действие называется «обрыв струи».

При силовом расчете арматуры принимают, что действие среды распространяется до среднего диаметра уплотняющей поверхности колец D_K\ с учетом этого рассчитываются усилия от давления среды $Q_{ср}$. Если исходить из этого, то следует считать, что на площади колец, где действует среда, не действуют удельные давления и если давление среды распространяется в пределах диаметра D_{Kl} то. усилие $Q_{ср}$ передается на оставшуюся половину площади, по которой происходит непосредственное соприкосновение колец. Такое суждение имеет определенное основание. Однако следует иметь в виду, что контур площади проникновения среды между кольцами имеет сложную форму, что сами поверхности не идеальные плоскости, что фактические удельные давления на соприкасающихся (контактирующих) поверхностях значительно отличаются от расчетных, что площадь действия среды по мере увеличения усилия вдоль шпинделя уменьшается, а площадь соприкосновения колец увеличивается, и т. д. Поэтому значения необходимых удельных давлений q_y имеют определенный условный характер и опираются в основном на практические данные. Уменьшив расчетную величину площади соприкосновения колец, необходимо соответственно увеличить удельные давления. В связи с этим обычно в технике необходимые удельные давления q_y и

фактические удельные давления q_K относят ко всей площади колец.

Обозначим в условиях обеспечения плотности клапанного сопряжения

$$Q_0 = Q_{ср} + Q_y>$$

где Q_y — усилие, на которое Q_0 превышает $Q_{ср}$ достаточное для обеспечения плотности сопряжения, т. е.

$$Q_y = Q_0 - Q_{ср}.$$

Таким образом,

$$\frac{Q_0}{Q'_{ср}} = \frac{Q_{СР} + Q_y}{Q_{ср}} = j \quad \frac{Q_y}{Q_{ср}} \;^{\wedge}$$

Обозначим $1 + \frac{y}{W_{ср}} = /C_0$, тогда $Q_0 = K_0 Q_{ср}$.

Назовем K_0 коэффициентом перегрузки. Величцна K_0 зависит от упругих свойств клапана и геометрических параметров плоскости соприкосновения уплотняющих поверхностей.

Для обеспечения плотности кольцевого сопряжения необходимо создать замкнутый контур.уплотнения. Рассмотрим условия создания его при отсутствии влияния упругости шпинделя, корпуса и других деталей вентиля, как это имеет место на грузовых испытательных стендах, когда Q_0, передаваемое на испытываемые образцы, постоянно.

Могут быть предложены две гипотезы и соответственно два критерия, определяющих достижение плотности клапанного сопряжения.

1. Образование замкнутого контура уплотнения и обеспечение плотности сопряжения достигается при создании достаточных удельных давлений q_y на уплотняющих поверхностях колец.

2. Образование замкнутого контура уплотнения и обеспечение плотности сопряжения достигается при создании достаточной погонной нагрузки q_t по периметру уплотнения.

Здесь

$$Ч_г = ЯуЬ.$$

При закрывании клапана без давления среды с усилием Q_0, достаточным для уплотнения, создается величина удельного давления на кольцах

$$q^{**} \quad nD_K b \;'$$

При подаче среды под клапан с металлическими уплотняющими кольцами можно приближенно считать

$$Ч_{кс} = \frac{Q_0 - Q_{ср}}{nD_K b} \;*$$

Для клапана с упругими уплотняющими кольцами (резина, пластикат полихлорвиниловый и др.)

$$q_{«}{}^{c} \sim nD_K b \quad '$$
$$nD^2$$

Заменив $Q_0 = K_0 Q_{cp} = K_0 \cdot f \cdot Я$,

получаем

$$<7ко= К \quad о \quad и \quad _{дкс} = (К_0 - 1) \cdot £ .$$

Таким образом, при одинаковом значении $К_0$, т. е. когда уплотняющее усилие $Q_y = nD_K bq»$ составляет определенную часть усилия от давления среды $Q_y = (K_0 — 1)\ Q_{CP}$, величина удельного давления до подачи среды и после при разных диаметрах различна и зависит также от давления среды Р. Если принять для всех колец постоянную ширину *Ь*, то удельные давления q_{K0} и *Яке* будут пропорциональны произведению $D_K P$. Чтобы сохранить постоянство удельных давлений для различных диаметров D_K> необходимо, чтобы ширина колец увеличивалась пропорционально D_K. Это на самом деле в конструкциях не имеет места (в вентилях и клапанах 6^0,15"^Ас), следовательно, при постоянном значении K_0 с увеличением D_K удельные давления будут возрастать, отношение $\frac{}{Яке}$ будет равно

$$\frac{Я ко}{Яке} _ \frac{Кр}{Ко — 1}$$

Рассмотрим случай, когда для обеспечения плотности необходимо создать на кольцах удельные давления, равные $q_y = q_{KC} = cP$

$= \frac{}{}$, что соответствует условиям, когда погонная нагрузка по периметру колец не зависит от ширины кольца. Тогда

и

$$\frac{Чко}{Яке} _ 1 \quad I \quad Рк.$$
$$4с \ '$$

откуда

Следовательно, в последнем случае

Исследования плотности плоских кольцевых соединений выявили следующую закономерность изменения величины удельных давлений, необходимых для обеспечения плотности от давления среды (рис. 371) для малых и средних давлений.

При повышении давления среды P удельные давления q возрастают по кривой, показанной жирной линией. На участке до q_{Kp} имеет место значительный разброс экспериментальных данных (заштрихованная площадь). При достижении критического удельного давления q_{Kp} микронеровности и другие дефекты поверхности настолько взаимно сглаживаются, что при повышении давления их влияние мало, а решающим фактором оказывается влияние упругости элементов конструкции. При давлениях свыше P_A повышение давления вызывает пропорциональное повышение необходимых удельных давлений. После обжатия уплотняющих поверхностей с удельным давлением q_{Kp} обеспечение плотности соединения достигается более низкими удельными давлениями (штриховая линия ОА и далее по линии AI). Таким образом, после обжатия с удельными давлениями двыше q_{Kp} зависимость $q=f(P)$ выражается прямой линией I. Чтобы обеспечить необходимую плотность сопряжения, величину удельных давлений приходится выбирать, исходя из ограничивающей прямой *II—II* с применением коэффициента запаса. В соответствии с этим при давлениях, близких к нулю, удельное давление не должно быть ниже q_{mxn}.

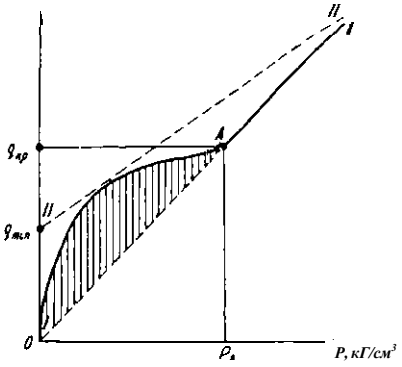


Рис. 371. Схематический график необходимых удельных давлений на уплотняющих кольцах

Если учесть, что арматура работает после производства гидравлических испытаний на плотность, выполняемых при давлении, равном условному P_y, и что при испытаниях имеют место удельные давления на кольцах q_{K0}, создающие в известной мере обжатие уплотняющей поверхности, так как $q_{K0} > q_y$, то величина $q_{m[n}$ может иметь сравнительно малое значение.

Из последней формулы видно, что при принятом выражении q_y значение ***Ко*** уменьшается с увеличением D_K и, следовательно, при больших значениях D_K величина *Ко* будет приближаться к единице, а Q_0 *к* $Q_{ср}$. При изменениях P (гидравлические импульсы, удары и пр.) может иметь место момент, когда $Q_{ср}$ станет равной или даже будет превышать Q_0. Таким образом, при одинаковых допустимых колебаниях давления и при постоянном значении q_y особое значение имеет коэффициент запаса для арматуры больших диаметров прохода. Для определения структуры формулы, определяющей величину q_y, в первую очередь необходимо знать зависимость q_y от P и *Ь*.

Линейная зависимость между q_y и P при тщательно притертых и предварительно обжатых поверхностях установлена рядом

исследований при малых и средних давлениях и серьезным сомнениям не подвергается, могут быть лишь разные мнения о коэффициенте пропорциональности. Меньше выявлено влияние ширины колец.

Из схемы работы колец, представленной на рис. 370, видно, что в работе по обеспечению плотности участвует не вся ширина кольца, а часть ее, в связи с этим длительное время считалось, что зависимость q_y от b выражается соотношением $q_y = cP$; это нашло свое отражение в соответствующих формулах. Некоторые эксперименты показали возможность использования такой зависимости, однако последние наши исследования, выполненные с плоскими кольцами одинаковой ширины от 1 до 7 *мм*, выявили более резкое влияние ширины колец, соответствующее зависимости $q_y = cP$, где x находится в пределах от 1,2 до 1,7, причем полученные данные для колец шириной 4—5 *мм* сравнительно хорошо совпадают с применяемыми значениями q_y. Более широкие кольца показали меньшие, а более узкие большие значения q_y.

Рассмотрим зависимость $q_y =$. Когда $x = 1$, величина Q_y не зависит от ширины колец и, следовательно, Q_e также не зависит от Ь\ /$C_0 = 1 + \frac{4c}{D_K}$, как было выведено выше.

При $x < 1$ с увеличением ширины колец увеличиваются величины Q_y и Q_0. При узких кольцах усилие, необходимое для закрытия клапана, меньше, чем при широких.

При $x >> 1$ с увеличением ширины колец уменьшаются величины Q_y и Q_0. В этом случае при широких кольцах усилие, необходимое для закрытия клапана, меньше, чем при узких.

Нами рассмотрены условия работы вентиля и клапана при подаче среды «под клапан», как наиболее часто применяемые. При подаче среды «на клапан» перегрузка колец создается после подачи среды. В этом случае

$$g_{K0} = q^{\wedge} \qquad q_{nc} = q_y \frac{D_K P}{}$$

Величина q_y может приниматься небольшой для обеспечения плотности при малых давлениях, когда самоуплотнение сопряжения еще не достигнуто. Такое же положение имеет место при работе задвижек в условиях одностороннего самоуплотнения.

Заслуживает внимания проблема установления оптимальной ширины уплотняющих колец. Какими должны быть кольца: широкими или узкими? Имеются сторонники и того и другого решения. Положительными качествами широких колец являются: меньшие удельные давления на кольцах, в связи с чем требуется меньшее усилие закрывания (при $x > 1$) и. меньшая опасность

задирания и прихватывания металла (для задвижек); меньшая опасность эрозионного износа при протечках.

Положительными качествами узких колец являются: меньшие размеры деталей арматуры (корпуса, тарелки клапана или клина и пр.), упрощение процесса притирки и достижения наиболее полного совпадения поверхностей, а также большие возможности взаимного обжатия и достижения $q_{кр}$.

В некоторых случаях, например в предохранительных клапанах, узкие уплотняющие кольца диктуются необходимостью обеспечить четкий обрыв струи и идентичность срабатывания клапана, в других случаях, например в задвижках, широкие кольца обеспечивают запас долговечности и создают возможность выполнения повторных притирок.

Таким образом, определение оптимальной ширины колец должно производиться с учетом влияния целого ряда конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов.

С увеличением размера арматуры ширина колец увеличивается, хотя и не пропорционально D_K. Если принять для всех размеров арматуры значения $q_t = cP$, что соответствует $q_y = \frac{cP}{y}$, то на 1 *см* периметра уплотняющего контура колец придется одинаковая нагрузка независимо от Ъж, а значение Ко с увеличением D_K будет уменьшаться, между тем на уплотняющих кольцах большого размера достичь такого же качества притирки, как и на малых, труднее, да и погрешности форйы на больших кольцах больше, чем на малых. Чтобы учесть размерный фактор целесообразно ввести поправочный коэффициент K_d учитывающий необходимость увеличения q_y в случае $q_y = \frac{cP}{y}$. Это обстоятельство в некоторой степени может быть учтено, если принять зависимость $q_y = \frac{cP}{\sqrt{D_0}}$, при которой значение q_t с увеличением ширины кольца возрастает'. В этом случае $K_0 = 1 + \frac{4c - 1t^6}{}$ и некоторое увеличение *Ь* с увеличением D_K частично компенсирует уменьшение K_0 для больших размеров арматуры.

В связи с указанным впредь до получения новых достоверных данных рекомендуются для применения величины. цЦу приведенные ниже, уже используемые в течение целого ряд лет **и** показавшие положительные результаты при силовом расчете арматуры.

Для определения величины нербходимых удельных давлений на уплотняющих кольцах запорной арматуры для жидкости при нормальной температуре служит общая формула:

$$д, = £ + »кГ/см\ \qquad 09)$$

где c — постоянная величина для данного материала колец;

k — коэффициент, учитывающий влияние давления среды на величину удельного давления при заданном материале колец;

P — рабочее давление среды в *кГ!см*^{2}\

$Ь$ — ширина уплотняющей поверхности кольца в *см.*

В табл. 108 приведены частные формулы (19) и некоторые цифровые данные для определения q_y для жидкости при нормальной температуре в зависимости от материала уплотняющих колец.

При пользовании этими формулами необходимо иметь в виду следующее.

1. Величины удельных давлений отнесены к 1 *см*^{2} поверхности уплотняющих колец.

2. Данные приведены для колец с плоской поверхностью соприкосновения.

3. Приведенные данные предназначены для обеспечения надежной плотности при уплотняющих кольцах с тщательно притертой поверхностью до 10-го класса чистоты, работающих в технически чистой воде или другой жидкой среде (кроме бензина и керосина), не загрязненной посторонними твердыми примесями.

4. При уплотняющих кольцах, изготовленных из разных материалов, величина q_y принимается по наиболее мягкому материалу.

5. Формулы применимы для определения величины удельных давлений не свыше q_y = 700 *кПсм*^{2}.

6. Для отдельных жестких конструкций вентилей и при очень тщательной притирке колец (примерно 11-й класс чистоты) допускается снижать удельные давления на 25%.

7. Повышение температуры требует увеличения удельных давлений. Так, по некоторым'данным, увеличение температуры воды с 15 до 100° С потребовало увеличения удельных давлений примерно до 2 раз.

8. Приведенные в таблицах величины удельных давлений относятся к арматуре 2—3-го классов плотности (см. табл. 112 и 113). Ориентировочно можно считать, что для обеспечения соответствующей степени плотности нужно обеспечить на уплотняющих поверхностях колец чистоту поверхности:

для 1-го класса плотности — не ниже 11-го класса чистоты
» 2-го » » » 10-го » »
» 3-го » » » » 9-го » »

9. В ответственной арматуре 1-го класса плотности, предназначенной для весьма агрессивных сред, а также для текучих сред — водорода, гелия и т. п., рекомендуется значения указанных выше удельных давлений увеличивать в 1,8 раза.

10. Влияние посторонних примесей в среде на величину удельных давлений не может быть точно учтено, так как оно зависит от их физических свойств, размеров и степени загрязненности среды.

Таблица 108

Необходимое удельное давление q_y (в $кГ/см^2$) на уплотняющих кольцах затворов для жидкости при нормальной температуре

Сталь и $\frac{35 + P}{y_b}$											**Алюминий и его сплавы, полиэтилен, винипласт** $q_{/}$ $\frac{18 + 0{,}9P}{Vb}$												
Чугун, бронза й латунь $'if-\frac{30+P}{Vb}$											**Резина средней твердости, пластикат полнхлорвииловый** $<y = \frac{4 + 0.6P}{Vb}$												
ъ в *мм*	q_y **для чугуна, латуни и бронзы при** P **в** $кГ/см$ S											**Ъ в *мм***	$''_y$ **для стали « твердых сплавов при** P **в** $кГ/см^*$											
	2.5	**4,0**	**6,0**	**10**	**16**	**25**	**40**	**64**	**80**	**100**	**160**		**6**	**1 ю**	**16**	**25**	**40**	**64**	**80**	**100**	**160**	**225**	**250**	**320**	**400**
2,0	75	80	85	90	100	120	160	210	250	290	–	2,0	90	100	115	130	170	220	260	300	440	580	640		
2,5	65	70	75	80	90	110	140	190	220	260	–	2,5	80	90	100	120	150	200	230	275	390	520	570	–	–
3,0	60	65	70	75	85	100	130	170	200	240	–	3,0	75	80	90	110	140	180	210	245	355	475	520	650	–
3,5	55	60	65	70	82	90	120	160	ЦЮ	220	–	3,5	70	75	85	100	130	170	190	230	330	440	480	600	
4,0	50	55	60	65	75	90	110	150	175	200	300	4,0	65	70	80	95	120	155	180	210	310	410	450	560	690
5,0	45	50	50	60	65	80	100	130	160	185	270	5,0	55	65	70	85	105	140	160	190	275	370	400	500	620
6,0	40	45	45	50	60	70	90	120	140	170	245	6,0	55	58	65	80	100	130	150	175	250	335	370	460	560
7,0	40	40	45	50	55	65	85	110	130	155	230	7,0	50	55	60	75	90	120	140	160	230	310	340	425	520
8,0	35	38	40	45	50	60	75	105	120	145	215	8,0	45	50	55	65	85	110	130	150	220	290	320	400	485
10,0	32	34	36	40	46	55	70	95	110	130	190	10,0	40	45	50	60	75	100	115	135	195	–	–	–	–
12,0	30	31	33	37	42	50	64	85	100	120	–	12,0	37	41	47	55	68	90							
14,0	27	29	30	34	39	46	60	80	92	–	–	14,0	35	38	43	51	63	84							
16,0	26	27	28	32	35	42	55	75	–	–	–	16,0	32	36	40	47	60								

Примечание. Значения qy, получаемые по приведенным формулам, применимы при нормальной температуре для всех жидкостей» кроме бензина н керосина. Для газообразных сред (воздух, пар н пр.), для бензина и керосина при нормальной температуре, а также для жидкостей (кроме масел и других вязких сред) при температуре свыше 100° С удельные давления увеличиваются в 1,4 раза.

Следует признать, что величины q_y в значительной степени диктуются экономическими факторами. Современное машиностроение располагает технологическими возможностями для получения поверхностей уплотняющих колец весьма высокой степени чистоты и плоскостности, при которых значения q_y могут быть снижены по сравнению с обычно применяемыми. Однако высокая стоимость изготовления таких поверхностей заставляет искать оптимальное решение: обеспечить плотность арматуры, не прибегая к чрезмерно большим усилиям на маховике, и в то же время сохранить возможность обработки уплотняющих поверхностей в условиях серийного производства.

В результате ручного управления и изменений давления среды после закрывания вентиля на уплотняющих кольцах могут возникнуть и часто возникают удельные давления, значительно большие, нежели q_y. Необходимо предусмотреть при расчете, чтобы фактические удельные давления q_K не вызывали бы значительных пластических деформаций и не изменили бы геометрии поверхности, полученной притиркой.

Для этого необходимо выдержать условие

$$q_y < Як < Яп>$$

где q_y — удельные давления, необходимые для обеспечения плотности соединения;

q_K и q_n — соответственно фактические и предельно допустимые удельные давления.

Значения q_n для вентилей приведены в табл. 109.

Уплотняющие кольца задвижек работают в условиях значительно более тяжелых, нежели уплотняющие кольца вентилей,, так как относительное перемещение колец вызывает износ уплотняющих поверхностей, а при больших удельных давлениях возникает опасность заедания (задирания). При расчетах задвижек для определения q_y рекомендуется пользоваться формулами табл. 108.

Предельно допустимые удельные давления на уплотняющих кольцах задвижек приведены в табл. 110.

В кранах контакт между уплотняющими поверхностями в процессе работы не нарушается, кроме того в них применяется смазка уплотняющих поверхностей. Все это создает благоприятные условия для работы крана и требует для обеспечения плотности значительно меньших удельных давлений, чем в вентиле и .задвижке.

Испытания стальных серийных кранов со смазкой заводского изготовления при конусности 1 : 7, выполненные автором, показали, что для обеспечения плотности на воздухе при давлениях до 25 *кГ/см*^{2} (при нормальной температуре) достаточно удельное давление на уплотняющей поверхности

$$Цс = 0{,}045Яраб\ кГ/см^2$$

Таблица 121

Предельно допустимые удельные давления $q_п$ (в $кГ/см^2$) на уплотняющих кольцах вентилей^ при t ^ 200° С

Материал колец	Марка	Состояние материала	Твердость	
Латунь	ЛС59-1 ЛМцС58-2-2	Прокат и отливка	*НВ* 80-95	800
Латунь кремнистая	ЛК80-3	Отливка	*НВ* 95—110	1000
Бронза	БрАЖМц 10-3-1,5	Прокат и отливка	*НВ* 120—170	1000
Сталь коррозиоиностойкая	Х18Н10Т ЭИ654 ЭИ628, ЭИ629, ЭИ448	Прокат, отливка, наплавка	*НВ* 140-170 *НВ* 155-170 *НВ* 135-185	1500
Сталь нержавеющая	2Х13 1Х17Н2	То же	*НВ* 200-300	2500
Сталь легированная	35ХМЮА 38ХМЮА	Азотированная	*HV* 800—1000	3000
Твердый сплав (наплавка)	Стеллит ВЗК, и ЦН2	Наплавка	*HRC* 40-45	2500
Твердый сплав	Сормайт № 1	Наплавка	*HRC* 48—51	**1500**
Резина, пластикат полихлорвиниловый	2Р-II	Листовая	Средней твердости	50

Примечания:

1. Данные приведены для конструкций вентилей, у которых при эзкрыэанни не происходит относительного кругового перемещения поверхностей уплотняющих колец тарелки клапана и корпуса.

2. **Для конструкций вентилей, у которых тарелка клапана жестко связана со шпинделем (изготовлена заодно) и при закрывании вентиля происходит относительное круговое перемещение поверхностей уплотняющих колец тарелок клапана н корпуса, значения $q_п$ принимаются, как у задвижек, поданным табл.** 110.

3. Приведенные значения $q_п$ являются ориентировочными.

Таблица 121

Предельно допустимые удельные давления q_n (в *кГ/см²*) на уплотняющих[4] кольцах задвижек при *t* ^ 200° С

Материал колец	Марка	Состояние материала	Твердость	◁Л
Чугун серый	СЧ15-32 и др.	Отливка	***НВ*** 170—220	300
Латунь	ЛС59-1 ЛМцС58-2-2 Л62	Прокат, отливка	***НВ*** 80-95	200
Латунь кремнистая	ЛК80-3	Отливка	***НВ*** 95-110	250
Бронза	БрАЖМц10-3-1,5 БрАЖН 10-4-4	Прокат, отливка	***НВ*** 120-170	350
Сталь углеродистая	25Л	Отливка		300
Сталь легированная	20ХМЛ	Отливка	***НВ*** 135-180	350
То же	35ХМЮА 38ХМЮА	Азотированная	***HV*** 800-1000	800
Сталь кислотостойкая	Х18Н10Т ЭИ448 ЭИ654 ЭИ628, ЭИ629	Прокат, отливка, наплавка	***НВ*** 140—170 ***НВ*** 135—185' ***НВ*** 155—170 ***НВ*** 135-185	150
Сталь нержавеющая	2Х13 (ЭЖ2)	Прокат, отливка, наплавка	***НВ*** 200—300	250
Твердый сплав	Стеллит ВЗК и ЦН2	Наплавка	***HRC*** 40—45	800
Твердой сплав	Сормайт № 1	Наплавка	***HRC*** 48-51	500

Примечания:

1. Приведенные значения q_n являются ориентировочными.

2. Значения q_n даны в предположении, что оба уплотняющих кольца изготовлены из одного и того же материала.

3. Для аустенитных сталей Х18Н10Т и др. отсутствие задирания не может быть гарантировано.

с учетом запаса можно принимать $q_c = 0{,}06P_{ра}$ *в кГ/см*^{2}; q_c определялось так:

$$q_c = \frac{Q_y}{F_q} \text{ кГ/см}^2,$$

где Q_y — осевое усилие вдоль пробки в *кГ;*
F_q — проекция конусной поверхности пробки в *см*^{2};

$$F_q = \pi (D_6 + D_H) \text{ см}^2.$$

Здесь D_6 и D_H — наибольший и наименьший диаметры конусной части пробки в *см.*

Таким образом, используя приведенные значения q_{ci} осевое усилие вдоль пробки можно определить по формуле

$$Q_y = q_c F_q \text{ кг.}$$

Помимо плоских кольцевых уплотнений в арматуре применяются также конусные (рис. 372) с углом φ от 30 до 45°. Конусные поверхности труднее притираются, так как в этом случае нельзя использовать плоские притиры; крометого, при малых значениях угла φ температурные колебания могут привести к защемлению тарелки, а при больших диаметрах седла и больших усилиях расклинивающее действие становится настолько большим, что может деформировать вставные кольца. Однако в конусном уплотнении менее вероятно защемление твердых засорителей, а удельные давления при тех же осевых усилиях обычно бблыиие, чем в плоском. В связи с этим при малых диаметрах прохода и ответственной арматуре применяют и конусное уплотнение.

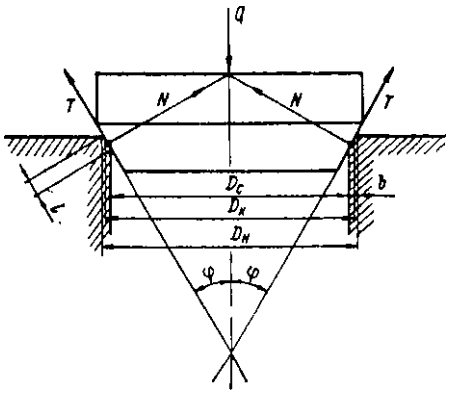


Рис. 372. Схема действия сил в конусном седле

Из рис. 373 следует, что

$$Q = 2N \sin \varphi + 2T \cos \varphi,$$

где N — реакция конусного кольца;
T —- силы трения на поверхности кольца.

Так как $T = \mu_K N_t$ где μ_K — коэффициент трения, то

$$Q = 2N (\sin \varphi + \mu_к \cos \varphi),$$

или

$$Q = 2N / \sin \varphi (1 + \mu_к).$$

Но (см. рис. 372)

$$2N = nD_K lq, \quad l = \frac{D_H - Dc}{2 \sin \varphi}, \quad D_K = \frac{P_H + Dc}{2}$$

Следовательно,

откуда

$$Q = tW \wedge I^1 \wedge)'$$

Обозначим $\frac{\pi}{4}(D^2_H - D^2_c) = F_q$, где F_q — проекция конусной поверхности на плоскость отверстия седла. Тогда

$$Я = \frac{Q}{}$$

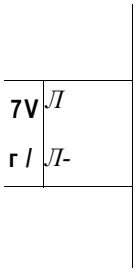


Рис. 373. Многоугольник сил

Величина Q/F_q представляет собой удельное давление, получаемое от деления осевого усилия на проекцию уплотняющей конусной поверхности. Обозначим $^0 Яс$-

Тогда

$$я = \frac{Яс}{IV \; Рк \; \text{tg}\,\Phi}$$

Чтобы обеспечить на конусной уплотняющей поверхности удельные давления, равные Яу> в соответствии с табл. 108 при расчете можно пользоваться формулой

$$Q_y = nO_к Ьпя_y,$$

где $D_K = D_C + 6$;

b — ширина проекции седла (см. рис. 372);

$$л = 1 + \frac{}{\text{tg}q>}$$

Для вентилей высокого давления, уплотнение в которых выполняется в виде конуса на золотнике и фаски 0,4—0,6 *мм* под углом 45° в корпусе, расчет также ведется по данной формуле, с учетом п = 1,3, а необходимые удельные давления принимаются равными:

При $Ру$= 320 *кГ/см²* . . . . . *Яу=Ш* *кГ/см²*

» P_y= 700 ». . . . . *Яу*~ 1150 »

Для стали и стеллита ВЗК допускается $Ьпя_y$ ^ 1200 *кГ/см*

В арматуре применяются также уплотнения с линейным контактом (рис. 374). В реальных условиях уплотнение происходит не по линии, а вдоль полоски небольшой ширины, поскольку под действием усилия вдоль шпинделя соприкасающиеся поверхности уплотняющих колец деформируются.

Расчет приведенных на рис. 374, *а и б* соединений ведется с учетом необходимости обеспечения определенного усилия на единицу длины соприкасающихся поверхностей* $Q_y = nD_K qi$. Значения q_t приведены в табл. 111.

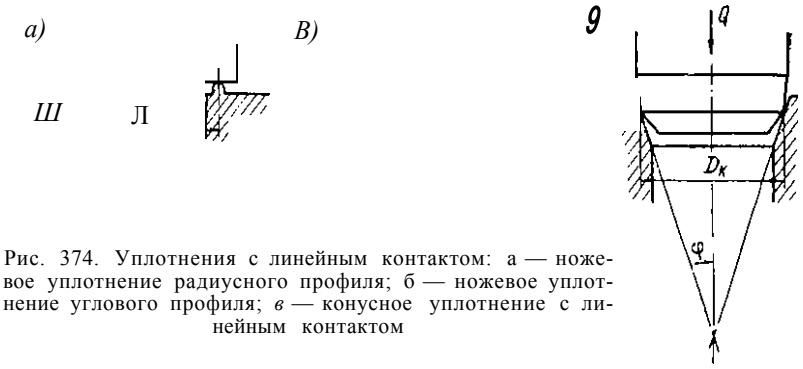


Рис. 374. Уплотнения с линейным контактом: а — ножевое уплотнение радиусного профиля; б — ножевое уплотнение углового профиля; *в* — конусное уплотнение с линейным контактом

Так называемые ножевые уплотнения (рис. 374, б) используются в арматуре для загрязненных твердыми частицами сред.

При линейном конусном уплотнении (рис. 374, *в)*

$$(?_V = яO^/51пф(1$$

Расчет производится по формуле

$$Q_y = nD^qi.$$

Для стали и стеллита ВЗК допускается q_t ^ 1200 *кГ/см.*

Таблица 111

Необходимые удельные давления q_t для уплотнений с линейным контактом при давлении среды $P_{раI}$5 ^ 25 кГ/см²

Материал более мягкого уплотняющего кольца	*в кГ/см*
Мягкая резина и пластикат	$q_t = 0{,}4+0{,}6P_{раб}$
Фторопласт и полиэтилен	$q = 1{,}0+Яраб$

5. КЛАССИФИКАЦИЯ ЗАТВОРОВ ПО СТЕПЕНИ ПЛОТНОСТИ

Как указано было ранее, плотное (условно плотное) соединение иногда пропускает какое-то количество среды. Если эта величина протечки практического значения не имеет, то соединение считается плотным.

Техническими условиями на изготовление арматуры обычно предусматривается; какой пропуск среды допускается при испытаниях при закрытом положении затвора.

Для обеспечения высокой степени плотности затворов необходимо добиваться чрезвычайно тщательной притирки уплотняющих поверхностей, увеличения удельных давлений на уплотняющих кольцах; повышения жесткости конструкции и т. д.

Опыт эксплуатации арматуры показывает, что в ряде случаев нет необходимости предъявлять к арматуре особо высокие требования в отношении плотности, так как иногда вполне допустима некоторая незначительная протечка среды, которая не отразится на эксплуатационных качествах арматуры. В то же время обеспечение высокой степени плотности этих изделий значительно усложнило бы технологию изготовления и повысило бы их стоимость.

Чтобы установить определенную систему в назначении и выборе затворов по степени плотности разработана классификация арматуры по степени плотности, основные положения которой приведены в табл. 112 и 113 (по ГОСТу 9544—60).

Таблица 112

Распределение арматуры по классам плотности (ГОСТ 9544—60)

Класс плотности	Назначение	Среда для испытания на плотность
I	Арматура для опасных сред, энергетических и ответственных установок, а также концевая арматура	Вода Керосин Воздух
II	Арматура для безопасных сред	Вода Воздух
III	Арматура для безопасных сред на Р ^ 4 0 *кГ/см*^{2}	Вода
Примечание. Классификация распространяется на все виды затворов (запорной арматуры) с 2000 *мм* и на P_y< 200 *кГ/см*^{III}.		

Таблица 113

Допускаемый пропуск среды при испытании на плотность (по ГОСТу 9544—60)

Класс плотности	Dy в *мм*									
	До 50	70	80—100	125—150	200—250	300—400	500—600	800—1000	1200—1400	1600—2000
	Пропуск через затвор для воды и керосина (в *см³/мин*) и для воздуха (в *дм³/мин*) не более									
I		Не	допускается *				1	3	5	7
II	Не допускается *			1	2	3	5	8	12	18
III	Пропуск не допускается *	1	2	3	7	12	20	40	70	100

*** Допускается образование росы на краях уплотняющих поверхностей, не превращающейся в стекающие капли (при испытаниях водой и керосином). Допускается образование неотрывающнхся пузырьков (при испытаниях воздухом).**

При выборе класса плотности и установлении допустимой протечки следует учитывать, что в арматуре высоких давлений пропуск среды между уплотняющими поверхностями вызывает эрозию поверхностей, а при наличии агрессивной среды происходит разъедание металла в месте протечки. По мере увеличения щели протечка быстро возрастает и арматура выходит из строя. Поэтому к арматуре, работающей при высоких давлениях или на агрессивной среде, следует предъявлять повышенные требования в отношении обеспечения плотности.

Глава II. САЛЬНИКИ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В арматуре наиболее часто применяются сальниковые уплотнения с мягкой набивкой из пеньки или асбеста. В регулирующих клапанах для уменьшения сил трения применяются сальники со смазкой. Высота сальниковой камеры, высота набивки h и толщина кольцевого слоя 5 выбираются с учетом целого ряда факторов: давления, температуры, степени ответственности изделия и пр.

Величина h выбирается обычно в пределах от 4s для неответственных изделий при низких давлениях до 10s — для уплотнения среды при высоких давлениях.

Толщина набивки выбирается в пределах от s ^ 0,7 Vd_ci до s = 1,5 Vd_c где d_c — диаметр шпинделя в *мм.*

В связи с уплотнением материала набивки при сборке первоначальная высота набивки, т. е. занимаемый ею объем, уменьшается. Наибольшее изменение претерпевает набивка из шнурового асбеста и из пеньки; даже в заранее подготовленных сальниковых кольцах высота также уменьшается под действием усилия

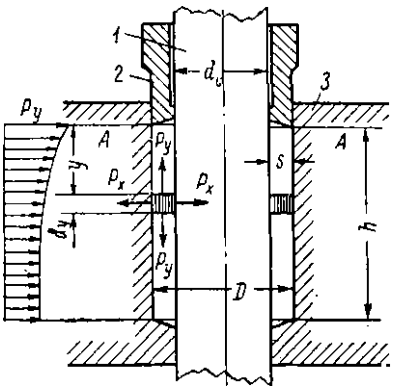


Рис. 375. Схема сальникового уплотнения

Таблица 114

Значения коэффициента kh для набивок АС и АПП (НВДТ)

Давление P в *кГ/см²*	**	
	при сечении кольца 4X4 *мм*	при сечении кольца 6x6 *мм*
50	0,88	0,85
100	0,77	0,70
200	0,62	0,52
400	0,50	0,41
600	0,46	0,37
900	0,42	0,33

затяжки. В табл. 114 приведены экспериментальные значения коэффициента снижения первоначальной высоты набивки k_h. Из табл. 114 ясно, что с увеличением сечения набивки усадка материала увеличивается.

При силовом расчете сальниковых уплотнений требуется определить необходимое усилие затяжки сальника и силу трения между сальниковой набивкой и шпинделем.

Рассмотрим процесс уплотнения сальника мягкой набивкой (рис. 375).

При нажатии втулки сальника 2 набивка, уплотняясь, раздается в стороны и плотно охватывает шпиндель 1. Одновременно с этим набивка прижимается к стенкам крышки 3, благодаря чему создается уплотнение между подвижным шпинделем 1 и крышкой 3.

Выделим кольцевой элемент набивки высотой d_y и рассмотрим действующие в сальнике усилия.

Под действием усилия, передаваемого втулкой, в упругой набивке возникает осевое давление P_y, величина которого в связи с наличием сил трения изменяется по высоте набивки.

Благодаря упругости набивки возникает радиальное давление P_{XY} величина которого также изменяется по высоте.

Величина P_y больше P_x. Примем $P_y = nP_{XY}$ где n — коэффициент пропорциональности, больший единицы. Величина п не является постоянной, так как она зависит от упругих свойств материала набивки, степени уплотнения набивки и ряда других факторов. Для мягких набивок АС и АПП (НВДТ), изготовленных в виде колец, были получены значения коэффициента я, приведенные в табл. 115. Из таблицы видно, что с увеличением давления и с увеличением сечения колец пластичность набивки увеличивается, в связи с чем при прочих равных условиях увеличиваются и значения P_x.

Таблица 115

Значения коэффициента п для набивок АС и АПП (НВДТ)

Давление P в $кГ/см^2$	n	
	при сечении кольца 4X4 *мм*	при сечении кольца 6x6 *мм*
50	5	3,0
100	3	2,2
200	2,3	1,8
400	1,7	1,6
600	1,5	1.5
900	1,4	1,4

Таблица 116

Соотношение между коэффициентами ц₂ и ^

Давление P в $кГ/см^2$	Для набивки АПП	Для набивки АС
200	И2=1.2Ц1	1^2=1,6^
400	1^2=1,4^1	
600	i_2= 1,5^1	|LA2=2,0fX₁
800	^2=1,6^!	Ш= 2,2^

Характер изменения P_y (а следовательно, и P_x при постоянном значении *n)* по высоте набивки показан на рис. 375. Изменение величины P_y зависит от коэффициентов трения: — между сальниковой набивкой и шпинделем и — между сальниковой набивкой и крышкой, причем >

Соотношения между χ_2 и щ для сальниковых колец сечением *4x4 мм* при одинаковой чистоте поверхности шпинделя и сальниковой камеры приведены в табл. 116.

2. УСИЛИЕ, НЕОБХОДИМОЕ ДЛЯ ЗАТЯЖКИ САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКИ

Чтобы определить усилие, необходимое для затяжки сальника, будем исходить из следующего условия. Плотность сальникового соединения будет обеспечена при условии, что на нижнем кольцевом участке радиальное давление сальниковой набивки должно превышать рабочее давление среды.

Выше было показано, что пластичность набивки и коэффициенты трения зависят от давления и размеров сечения сальника. К этому следует добавить, что созданное усилие затяжки со

временем снижается в связи с пластичностью материала набивки примерно вдвое за.20 *мин* для набивок АПП, на 30% для АПРПП и АС и на 25% для фторопласта. Со временем снижение давления уменьшается и величина давления приобретает постоянное значение.

Точный расчет с учетом влияния изменений всех вышеуказанных факторов чрезмерно усложняет вычисления, поэтому для решения практических задач приходится принять некоторые упрощающие расчет допущения.

Примем значение п постоянным для всех сечений рассматриваемого сальника. Будем в качестве расчетной величины принимать усредненное значение коэффициента трения |x = $\frac{\triangle 1}{}$, действующим на поверхности шпинделя и поверхности сальниковой камеры.

Тогда уравнение равновесия кольцевого элемента набивки будет иметь вид:

$$я\,(D + d_c)\,pP_x\,dy = \frac{}{p}(D^2 - d_c^2)\,dP_y.$$

Эта формула после подстановки в нее $P_x = \frac{}{}$ и преобразования примет вид

$$\frac{dPy}{P_y} = \frac{4|ы\,dy}{n(D - d_c)}\ '$$

Для обеспечения плотности, согласно принятым условиям, необходимо иметь в сальниковой набивке $P_x = P_{раб}$ при $y = h$.

Для того чтобы определить давление P_y в сечении, находящемся на расстоянии y от линии AA (рис. 375), интегрируем дифференциальное уравнение и находим интеграл для участка от y до h_y так как давление в сечении зависит от трения, действующих на участке ниже этого сечения

$$\ln \frac{Py}{nP_{раб}} = \frac{4ц\quad H\quad y}{n\quad D - d_c}\ '$$

Примем = / и = s; тогда

$$P_y = nP_{раб}e^{2\,fh=!L}_{s}.$$

Давление P_c, необходимое для затяжки сальника, получим при условии $y = 0$, откуда

$$Pc = nP_{раб}e^{V-}$$

Для удобства выполнения расчета можно использовать выражение

$$P_c = ф\,Pраб,$$

где ф = пе $^{2f\ -}_{s}$ —коэффициент пропорциональности (табл. 117).

Необходимое усилие затяжки сальника

$$Q_c = \pm(D^2\text{-}d\$P_c \qquad кГ.$$

Как следует из табл. 115, значение п = 1,4 соответствует условиям наибольшей пластичности набивки, чему способствует повышение давления и увеличение величины s. Принимая п = 1,4, получаем наименьшее значение необходимого усилия затяжки. Для определения <р при других значениях п достаточно значения ф, приведенные в табл. 117, умножить на i = - А - . Значе-

Таблица 117

Значения коэффициентов ф и 1⊳

при л = 1,4 для различных $P_{раб}$g и —

Рабочее давление $P_{раб}$ ц кГ/см¹	h_ s	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0 и более
До 25 0*=о,1)	Ф	2,13	2,28	2,45	2,63	2,82	3,02	3,25	3,47	3,72
	•	1,14	1,39	1,65	1,94	2,22	2,55	2,90	3,26	3,65
26—63 0х=0,07)	ф	1,89	1,98	2,09	2,20	2,31	2,42	2,55	2,68	2,82
	+	0,77	0,92	1,08	1,25	1,43	1,61	1,80	2,00	2/24
64—159 ОА=0,05)	Ф	1,73	1,80	1,86	1,93	2,01	2,08	2,15	2,23	2,31
	+	0,53	0,62	0,73	0,84	0,95	1,06	1,19	1,30	1,43
160—349 (|ы=0,03)	Ф	1,59	1,63	1,67	1,70	1,73	1,77	1,81	1,85	1,89
	+	0,31	0,35	0,42	0,46	0,53	0,59	0,66	0,70	' 0,77
350—500 (ц=0,02)	Ф	1,52	1,54	1,56	1,58	1,60	1,62	1,64*	1,66	1,68
	*	0,18	0,22	0,26	0,29	0,31	0,35	0,37	0,41	0,44
Примечание. При $P_{раб}$ < > 500 кГ/см¹ следует принимать <р = 1,4, = 0,4.										

ния **ф,** приведенные в этой таблице, определены из условия, что в самом нижнем кольцевом слое путем затяжки сальника создается давление на шпиндель, равное рабочему давлению среды, благодаря чему среда не в состоянии отжать набивку и просочиться между ею и шпинделем. Это условие может привести к завышен-

ным значениям ф, в особенности для сальниковых уплотнений в арматуре высоких давлений, имеющих большие значения

Величину ф можно несколько снизить, учитывая следующие обстоятельства.

1. Уплотнение набивки при сборке создается обычно путем затяжки сальника не по всей высоте сразу, а отдельными слоями друг за другом, что значительно облегчает условия обжатия набивки.

2. Давление среды, действующее на сальниковую набивку снизу, может в некоторых случаях создать усилия, при которых сальниковое устройство самоуплотняется, т. е. плотное обжатие шпинделя набивкой обеспечивается действием давления среды.

3. В сальниковых уплотнениях с большой высотой набивки, т. е. с большим значением отношения ~ , нет необходимости создавать условия $P_x = P_{раб}$ при y = Л, так как нормальная работа сальникового уплотнения обеспечивается и при меньших y.

Для запаса прочности болтов сальника должно быть выдержано условие

$$P_c \ ^ \ 1{,}2Ppa_б \quad кГ1см\backslash$$

что относится, главным образом* к арматуре высокого давления, так как при низком давлении это условие всегда обеспечено.

Для быстрого ориентировочного определения необходимого усилия затяжки сальника иногда применяют выражение

$$Pc = zPpao \quad кГ/см^2.$$

Значения коэффициента z указаны в табл. 118,

Таблица 118

Значения коэффициента г

Рабочее давление $P_{раб}$ в $кГ/см^2$	2,5	6'	10	16	25	40	64	100
Коэффициент z	3,0	3,0	2,6	2,2	2,0	1,5	1,3	1,2

3. СИЛА ТРЕНИЯ МЕЖДУ САЛЬНИКОВОЙ НАБИВКОЙ И ШПИНДЕЛЕМ

Сила трения между элементом набивки и шпинделем

$$dT = nd_c dyP_x\backslash L_{\%}$$

где dy — высота элемента набивки;
jx — коэффициент трения.

Эта формула после преобразования и интегрирования примет вид

$$T = nd_c \backslash xP_{раб})e \quad * \quad dy,$$

откуда

$$\Gamma = 0,5 л d_c s n P_{раб}\{e^f * - 1).$$

При л = 1,4

Обозначим $T=2,2d_c sP_{раб}(e^V \sim - \quad l);.$

тогда $tp = 2,2 \backslash e^f \sim — l_7),$

$$T = qdcSP^{\wedge}.$$

Значения if даны в табл. 117, в которой принято, что коэффициенты трения между набивкой и шпинделем уменьшаются с повышением давления (это подтверждено экспериментами). Кроме того, в арматуре для высоких давлений обычно применяются шпиндели с более тщательно обработанной поверхностью, часто закаленной, шлифованной и полированной, что уменьшает силу трения.

При выборе других значений *n* величины -ф, принятые по табл. 117, следует умножить на коэффициент *i* =

При расчете сальниковых уплотнений со смазкой, используемых в регулирующих клапанах, применяется следующая фор» мула:

$$T = 1,5 P_m n d_c h \quad кГ,$$

где P_m = 0,025 *кГ!см*^{2} — удельная сила трения, приходящаяся на единицу уплотненной поверхности штока;

d_c — диаметр штока в *см;*

h — высота набивки в *см.*

Г л а в а III. СИЛЬФОНЫ

1. УСИЛИЕ, СОЗДАВАЕМОЕ СИЛЬФОНОМ

Быстрое развитие химии и атомной энергетики вызвало потребность в арматуре, работающей на агрессивных и радиоактивных средах. К этой арматуре предъявляются-повышенные требования в отношении плотности всех соединений. Помимо этого должна быть обеспечена .безопасность дистанционного обслуживания и предусмотрена возможность дистанционного монтажа и демонтажа арматуры. Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой не удовлетворяют этим требованиям, так как они требуют периодической

подтяжки, а иногда и замены набивки. В связи с этим быстрое развитие получила так называемая сильфонная арматура, в которой уплотнение соединения шпиндель—крышка обеспечивается сильфоном (при поступательном, а иногда и вращательном движении шпинделя). Сальник в этом случае либо вовсе отсутствует, либо играет вспомогательную роль.

r n

Используются сильфоны также и для выполнения задач привода, в этом случае сильфон заменяет цилиндр с поршнем. Иногда используют упругие свойства сильфона и для замены пружины, что имеет место при необходимости установки сильфона.

Be
T 7

Первоначально сильфоны в арматуре использовались для целей привода в термостатных конденсатоотводчиках, в настоящее время наибольшее применение они имеют в вентилях.

Рис. 376. Сильфон дельный

Сильфоны изготовляются из полутомпака Л80и из коррозионностойкой стали Х18Н10Т и других марок, а также из неметаллических материалов (фторопласт и др.). По числу слоев сильфоны бывают однослойные и многослойные. К сильфонам предъявляются обычно требования, по которым они должны обеспечить определенный ход при рабочем давлении и гарантировать нормальную работу изделия в течение достаточного срока, т. е. иметь необходимую долговечность. Очень часто к ним предъявляются также требования по антикоррозионной устойчивости.

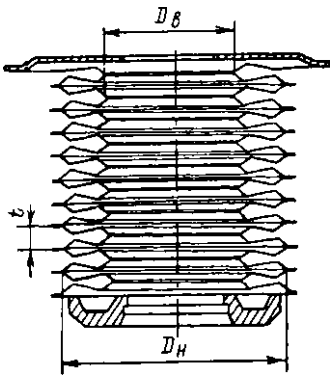


Рис. 377. Сильфон сварной

До настоящего времени нет достаточно простого и удобного для практического применения аналитического метода расчета сильфонов.

Некоторые из имеющихся практических данных, которые могут быть использованы при расчете, приведены ниже. Следует иметь в виду, что эти формулы и графики дают приближенные величины жесткости и долговечности и в практике могут иметь место отклонения от полученных расчетным путем.

По методу изготовления сильфоны могут быть цельными (рис. 376) и сварными (рис. 377); их упругие свойства различны.

С точки зрения упругих свойств сильфон (при отсутствии давления среды) можно приравнять к пружине с жесткостью C_0, где

$$C_0 = \frac{Qyc}{} \ кГ/мм,$$

где Q_{tJC} — нагрузка, *кГ* (сила упругости сильфона — без действия давления' среды) в *кГ;*

% — упругий ход сильфона в *мм.*

На основном участке (упругого хода) жесткость C_0 является величиной постоянной, следовательно, приближенный график изменения силы от прогиба будет иметь вид прямой линии, проходящей через начало координат (рис. 378). Такой график не вполне точно отвечает свойствам сильфона в связи с наличием петли гистерезиса (штриховая линия), но для практических целей он вполне применим.

Жесткость цельного однослойного сильфона (рис. 376) при отсутствии давления среды может быть определена по формуле

$$г = \frac{2{,}5ED_н\ (1+0.013/^2)\ б^{2{,}45}}{n(D_H\text{-}DeY}$$

где D_H и D_e — наружный и внутренний диаметры сильфона в *мм;*

t — шаг гофра в *мм;*

б — толщина стенки сильфона в *мм;*

п — число гофров в сильфоне;

E — модуль нормальной упругости в *кГ1мм*^{2}.

Модуль упругости полутомпака Л80 равен 11 600 *кГ/мм*^{2}, стали Х18Н10Т — 20 200 *кГ/мм*^{2}.

Для упрощения вычислений разработана номограмма значений $y = 2{,}5\ (1 + 0{,}0Ш^2)\ б^{2{,}45}$, приведенная на рис. 379.

С использованием номограммы формула для определения жесткости приобретает вид

$$\frac{n(D_H D.)y}{} \quad V \quad кПмм.$$

Как видно из формулы, на жесткость сильфона большое влияние (степень 2,45) оказывает толщина стенки б. Вследствие сложности технологического процесса изготовления сильфона толщина стенки получает местные изменения и не может быть выдержана в жестких допусках. Во всяком случае колебания толщины стенки в пределах 10% считаются вполне допустимыми. Это дает значительные отклонения фактической жесткости сильфона от расчетной.

Для получения более точных результатов рекомендуется в формулу подставлять уточненные значения б = б', полученные путем усреднения толщины стенки в соответствии с фактическим весом сильфона:

$$б, = \frac{ЦФ}{о_н}$$

где 8_H — толщина стенки по нормали в *мм;*

G_H — расчетный вес сильфона по нормали;

вф — фактический вес рассчитываемого сильфона.

Если жесткость сильфона подсчитана по толщине стенки $б_н$, т. е. имеется теоретическая жесткость сильфона, то уточнение

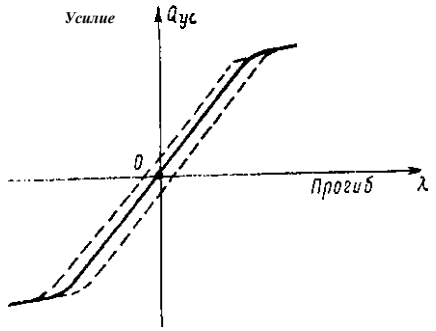


Рис. 378. Характеристика сильфона

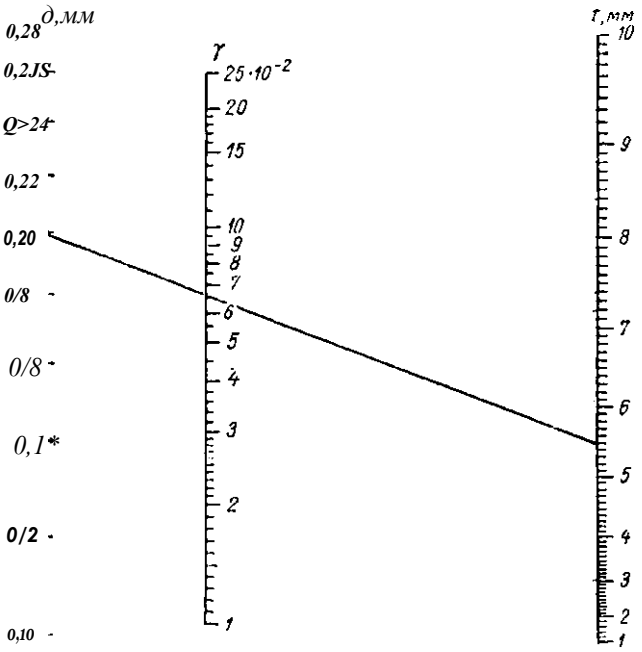


Рис. 379. Номограмма для определения коэффициента у. Пример: дано б = 0,2*мм t* — 5,5 *мм*\ находим: Y = 6,5-10"[a]

жесткости по усредненной толщине стенки б' можно произвести / б' \2.45

путем умножения на соответствующее значение » т- е-

$$Co = C_0 \ (\sim|^)^{2,45} \quad кГ/мм,$$

где Со — уточненное значение Со.

При действии гидростатического давления снаружи или внутри сильфона последний деформируется под действием усилия $Q_{ср} = PF_a$, где F_e — площадь действия гидравлического давления в $см^2$. Обычно считают

$$F_e = 0{,}7850^*,$$

где

В подавляющем большинстве случаев сильфоны работают в сжатом состоянии и лишь в редких случаях, на некоторых участках хода, — в растянутом.

При сжатом сильфоне сила упругого сопротивления сжатию действует в сторону действия усилия от давления среды, при растянутом сильфоне — в обратную сторону.

Это условие можно представить в виде формулы

$$Q_{C\text{-}\Phi} = Q_{ср} \pm Q_{ус>}$$

где $Q_{сф}p$ — сила, передаваемая сильфоном, в *кГ*.

Знак «плюс» принимается для сжатого сильфона, «минус» — для растянутого.

В аналогичных случаях (расчет мембран) пользуются понятием «эффективная площадь», которая учитывает общий результат действия гидравлического давления среды и силы, вызываемой силами упругости. Принимают $Q_{сф}p = PF_9$.

Приравнивая $PF_3 = Q_{ср} \pm Q_{fJC}$, получаем

$$F_9 = \frac{Q}{<P \cdot Qw} \quad см^2.$$

В тех случаях, когда усилие от жесткости сильфона имеет незначительную величину по сравнению с усилием от действия среды величиной $Q_{ус}$ пренебрегают и принимают $Q_{сф}p = Q_{ср}$.

На рис. 380 приведен пример расчетного графика из числа применяемых при расчете сильфонов.

График дан для двухслойного сильфона с наружным диаметром $D_H = 27 \pm 0{,}84$ *мм* и внутренним $D_e = 17{,}3$ *мм*. Шаг гофра $t = 2{,}5$ *мм*, $= 3{,}75$ $см^2$.

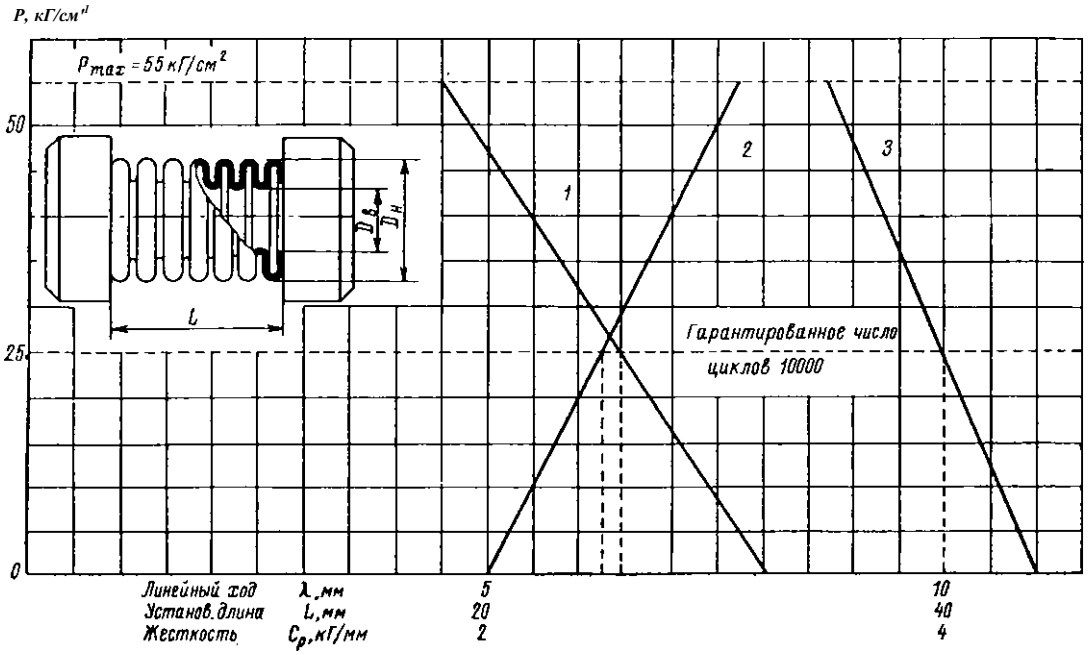


Рис. 380. Расчетный график сильфона НС27-12-0,16 Х 2:

1 — линейный ход Я; *2* — жесткость *С-*, *3* — установочная длина *L*

2. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ СИЛЬФОНОВ

Долговечность сильфона определяется числом циклов, которые он может сделать до разрушения. Разрушение сильфона вызывается напряжениями, многократно возникающими в нем на сгибе материала, и зависит от величины этих напряжений. Напряжения в сильфоне определяются действующим давлением среды и ходом (прогибом) сильфона.

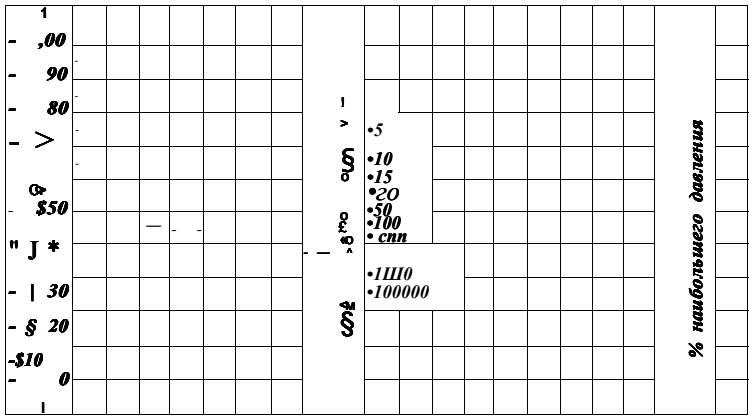


Рис. 381. Номограмма для определения долговечности однослойных сильфонов из полутомпака

Наибольшие напряжения в стенке однослойного сильфона от прогиба могут быть определены по формуле

где

$$\sigma = \frac{3 Л}{2 \ln a} \cdot \frac{D_{н и}}{}$$

$y = 2{,}5(1 + 0{,}013/^2)\ б^{2\text{-}45}$

(определяется по номограмме на рис. 379);

Я — ход сильфона в *мм;*

б — толщина стенки сильфона в *мм.*

На основании приведенной формулы можно оценить влияние различных параметров сильфона на величину возникающих напряжений, а следовательно, косвенно и на долговечность сильфона.

До настоящего времени не получено аналитического выражения для определения долговечности сильфона в зависимости от различных действующих факторов.

Для приближенного определения долговечности цельного сильфона из полутомпака в зависимости от величины хода и давления, выраженных как части от наибольших допустимых, может быть использован график на рис. 381.

Пример. Определить долговечность сильфона D_H = 34 *мм* при 12 гофрах для работы с ходом на сжатие в 4 *мм* и при внутреннем давлении 0,6 *кГ/см*^{2}.

Решение. По табл. 119 определяем наибольший допустимый ход для сильфона данных размеров — он равен 8 *мм,* следовательно, мы используем 50% наибольшего хода. Наибольшее допустимое давление, согласно той же таблице, составляет 3,0 *кПсм*^{2}, следовательно, рабочее давление в данном случае имеет величину в 20% от наибольшего.

Таблица 119

Данные сильфонов отечественного производства из полутомпака Л180 (по МН 420—64), однослойных, с внутренними посадочными поверхностями

Наружный диаметр D_R в *мм*	Внутренний диаметр D_e в *мм*	Шаг гофра t в *мм*	Число гофров n	Толщина стенки б в *мм*	Общая длина L в *мм*	Эффективная площадь F_e в *см*^{2}	Жесткость C_0 в *кГ/мм* 1 наибольшая	Жесткость C_0 в *кГ/мм* наименьшая	Допустимое наружное и внутреннее давление P в *кГ/см*^{2}	Допустимый ход в *мм*
12	7,0	1,0	15	0,14	21	0,75	3,2	0,70	10,3	2,1
16	9,0	1,2	7	0,09	14,5	1,27	0,74	0,40	6,0	1,7
16	9,0	1,2	20	0,09	29,5	1,27	0,29	0,08	2,0	5,0
20	10,8	2,2	13	0,11	34	1,96	0,45	0,25	3,0	4,8
28	18,0	2,0	8	0,12	23	4,3	0,90	0,30	4,0	2,8
28	18,0	2,7	12	0,12	40	4,3	0,65	0,16	3,5	6,6
28	18,0	1,8	16	0,12	35,5	4,3	0,53	0,13	3,0	4,5
34	20,8	2,2	6	0,15	20,5	6,1	1,12	0,34	4,0	2,5
34	20,8	2,2	12	0,15	33,7	6,1	0,56	0,17	3,2	5,4
48	30,7	3,5	5	0,14	27	12,2	0,87	0,31	2,5	3,2
52	34,6	3,4	15	0,12	60,5	15,0	0,20	0,10	2,0	11,0
60	36,0	4,8	11	0,18	63	18,5	0,29	0,13	2,5	11,5

Соединяя прямой линией точки, соответствующие 50% на шкале хода и 20% на шкале давления, мы среднюю шкалу пересекаем в точке, соответствующей 1 000 000 циклов, это и составит, приближенно, долговечность сильфона при данных условиях.

Для определения долговечности сильфонов могут быть построены графики, один из которых представлен на рис. 382. График выполнен для однослойного сильфона с наружным диаметром D_H = 38 *мм* и толщиной стенки б = 0,22 *мм* при 12 гофрах.

Аналогичного типа графики строятся для каждого типоразмера сильфона отдельно и отражают влияние на долговечность только нагрузочных факторов (давление и ход сильфона). В действительности долговечность сильфона определяется его напряженно-

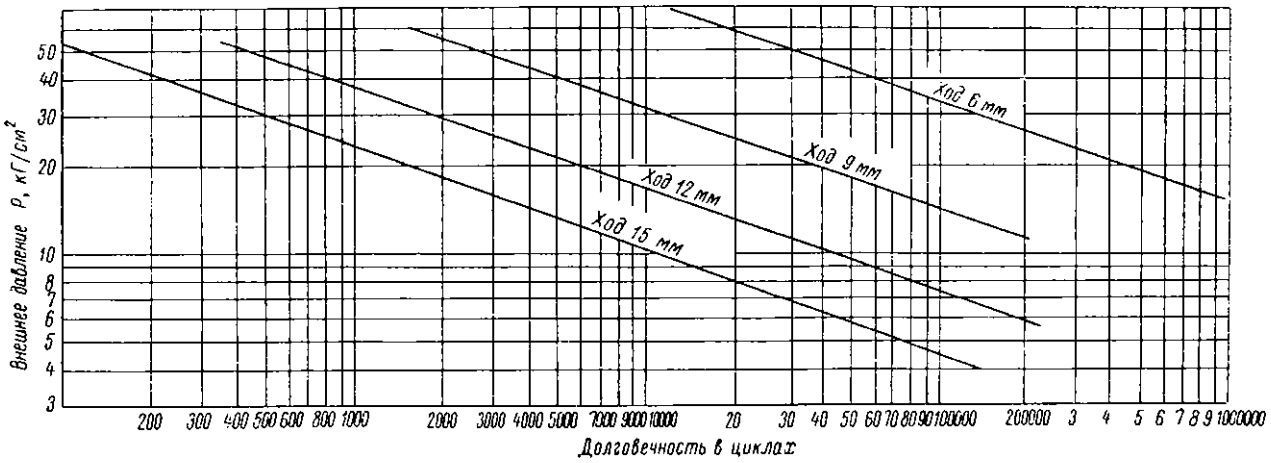


Рис. 382. График долговечности сильфона НС38-12-0,22

СД 00 68

деформированным состоянием, которое зависит от большого числа параметров: нагрузочных факторов (давление и ход), геометрических данных (размеры гофров, закруглений, толщина материала и пр.) и механических характеристик материала (модуль упругости и коэффициент Пуассона).

Расчет сильфонов на основе теории оболочек представляет собой очень трудоемкую работу и реализация его в инженерных расчетах стала возможной лишь с применением электронно-вычислительных машин (ЭЦВМ). В настоящее время методика такого расчета разработана и применяется в ЦКБА для однослойных сильфонов [10]. Разработан алгоритм расчета напряженно-деформированного состояния сильфона, по которому составлена программа для ЭЦВМ типа БЭСМ-ЗМ. Расчет производится для группы сильфонов, имеющих общую геометрическую модель. В результате расчета для каждого из сильфонов определяются все величины, характеризующие напряженно-деформированное состояние сильфона (линейные и угловые деформации, напряжения, эффективная площадь и пр.). Критерием оценки долговечности сильфона является величина o_N — меридиональное напряжение на опасном участке гофра (в районе возле внутреннего радиусного закругления), которое определяется на основании данных ЭЦВМ.

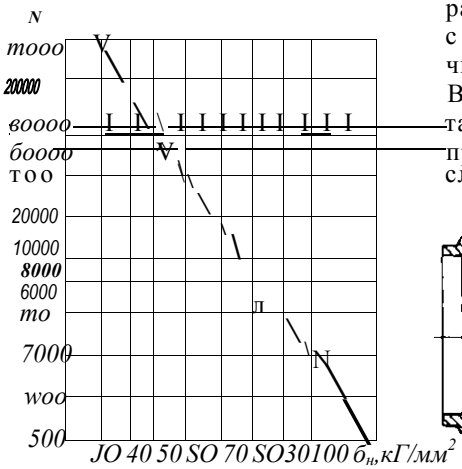


Рис. 383. График зависимости между долговечностью сильфона N (числом циклов) и напряжением стдг

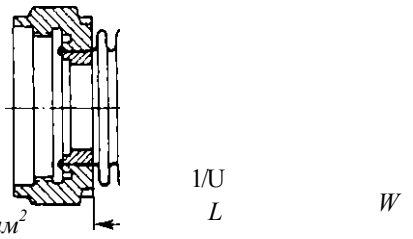


Рис. 384. Сильфон многослойный с резьбовыми втулками

По значению o_N определяется ожидаемая долговечность N, выраженная в количестве рабочих циклов или нагружений, которые сильфон может выдержать до разрушения. Для этой цели используется экспериментально установленная зависимость между N и (Тдг, представленная графически на рис. 383. Эта зависимость выражается формулой

$$N = \cdot \frac{K}{{}^{\prime}N}$$

Для стали 0Х18Н10Т К = 11-10^{й} и х = 4,42.

Таким образом, для однослойных сильфонов из стали ОХ 18Н ЮТ

Потребная долговечность сильфонов, установленных в постоянно действующих регулирующих клапанах, зависит от условий их работы и назначения. Она может колебаться от 10 ООО до 1 000 000 циклов. В особо тяжелых условиях работы сильфонов иногда ограничиваются долговечностью в 1500 циклов.

Некоторые данные о сильфонах отечественного производства приведены в табл. 119, 120, 121 и 122.

Таблица 120

Данные сильфонов отечественного производства из полутомпака Л80 (по МН 425—64), многослойных, с внутренними посадочными поверхностями

Диаметр в *мм*		Шаг гофры *t* в *мм*	Число гофров *n*	Толщина стенки каждого слоя *б* в *мм*	Число слоев *z*	Общая длина *L* в *мм*	Эффективная площадь 1 $Г_{э}$ в *см*^{2}	Жесткость Со в *кГ/мм*		Допустимое наружное и внутреннее давление *Р* в *кГ/см*^{2}	Допустимый ход в *мм*
наружный $D_{н}$	внутренний							наибольшая	наименьшая		
12	6,6	1.0	15	0,14	2	21,2	0,75	5,25	1,20	13	1,1
28	17,5	2,6	8	0,12	2	28,0	4,3	2,50	0,50	8,2	3,1
34	20,9	2,2	6	0,12	2	20,5	6,1	1,30	0,36	7,0	2,1
38	24,2	2.9	6	0,11	2	25,0	7,95	1,00	0,36	5,0	3,2
38	24,2	2,9	8	0,11	2	32,5	7,95	0,60	0,25	3,0	4,0
38	26,0	2,7	6	0,15	2	23,5	8,2	3,65	1,10	7,0	2,2
38	26,0	2,7	8	0,15	2	30,5	8,2	2,74	0,82	7,0	2,1
38	26,0	2,7	17	0,15	2	53,4	8,2	1,00	0,39	7,3	7,2
40	26,2	3,0	16	0,17	3	60,0	8,8	1,52	0,74	10	5,8
50	33,9	3,5	10	0,14	2	43,5	14,1	0,97	0,38	3,0	5,6
56	36,2	4,3	11	0,20	2	55,6	17,1	1,25	0,47	4,0	7,0

Таблица 121

Данные сильфонов отечественного производства из стали Х18Н10Т (по МН 429—64), однослойные с внутренними посадочными поверхностями

Диаметр D *мм*							Жесткость C_0 в *кГ/мм*			
наружный	внутренний $Д_*$	Ход одной гофры *h мм*	Число гофр *n*	Толщина стенки *б* в *мм*	Общая длина в *мм*	Эффективная площадь $F_р$ в $см^2$	наибольшая	наименьшая	Допустимое наружное и внутреннее давление *P* в *кГ/см²*	Допустимый ход *h* в *мм*
15	9,5	1,9	4	0,12	15,0	1,18	6,0	1,6	17	1,0
			6	0,16	19,0	1,18	12,0	4,6	25	1,5
			8	0,12	22,7	1,18	3,0	0,9	17	2,4
			10	0,12	27,0	1,18	2,4	0,7	17	3,2
			10	0,14	27,0	1,18	3,4	1,3	21,5	2,9
			12	0,12	30,5	1,18	2,0	0,6	17,0	3,8
			12	0,14	30,5	1,18		1,0	21,5	3,5
			14	0,12	34,5	1,18	1,8	0,5	17,0	4,5
			14	0,14	34,5	1,18	2,5	1,0	21,5	4,2
			14	0,16	34,5	1,18	5,3	2,0	25,0	3,9
			16	0,12	38,0	1,18	1,5	0,4	17,0	5,2
			16	0,14	38,0	1,18	2,1	0,8	21,5	4,8
			18	0,12	42,0	1,18	1,4	0,4	17,0	5,9
			18	0,14	42,0	1,18	1,9	0,7	21,5	5,5
18	11,5	2,2	6	0,12	20,5	1,7	3,2	1,2	17,0	3,0
			6	0,14	20,5	1,7	4,4	1,8	21,5	2,8
			6	0,22	20,5	1,7	7,9	4,5	31,0	2,4
			10	0,12	30,0	1,7	1,9	0,6	17,0	5,4
			10	0,14	30,0	1,7	2,8	1,3	21,5	5,2
			18	0,18	46,0	1,7	3,0	1,0	26,0	5,4
			22	0,18	56,5	1,7	2,5	0,8	26,0	6,7
21	13,5	3,2	6	0,12	27	2,34	2,9	1,2	11,5	3,3
			10	0,12	40	2,34	1,7	0,8	11,5	6,0
			10	0,14	40	2,34	2,2	1,0	16,0	5,6
			10	0,18	40	2,34	4,7	2,0	20,0	4,8
			12	0,10	46	2,34	1,2	0,2	8,0	7,7
			14	0,14	53	2,34	2,0	0,7	16,0	8,0

Диаметр в *мм*		Шаг гофры *t* в *мм*	Число гофр *n*	Толщина стенки *б* в *мм*	Общая длина *L* в *мм*	Эффективная площадь F_e в $см^2$	Минимальный радиус изгиба *r* в *мм*		Допустимое наружное и внутреннее давление *P* в $кГ/см^2$	Допустимый ход в *мм*
							наибольшая	наименьшая		
наружный $D_н$	внутренний D^*									
17,5				0,14	22	3,88			12,5	
				0,14	35,5	3,88			12,5	
				0,16	35,5	3,88			15,0	
				0,14	42	3,88			12,5	
				0,16	42	3,88			15,0	
				0,14	48,5	3,88			12,5	
				0,16	48,5	3,88			15,0	
				0,16		7,94			11,5	1,1
				0,15		7,94			11,5	5,6
				0,12		7,94			16,0	4,8
				0,14		7,94			8,3	10,8
				0,22		7,94			16,0	8,6
				0,35		7,94			20,0	10,7
				0,16		7,94			11,5	12,3
				0,22		7,94			16,0	10,6
				0,22		7,94			16,0	14.4
				0,22	60,0	9,42			12,0	
				0,16	33,5	12,00			9,0	4,0
				0,18	33,5	12,00			10,0	4,0
				0,22	33,5	12,00			12,0	4,0
				0,18	41,0	12,00			10,0	5,6
				0,22	41,0	12,00			12,0	5,6
				0,22	70,0	12,00			12,0	12,0

Диаметр в *мм*: наружный D_H	Диаметр в *мм*: внутренний D_e	Шаг гофры l в *мм*	Число гофр n	Толщина стенки δ в *мм*	Общая длина L в *мм*	Эффективная площадь F_e в *см*²	Жесткость C_0 в *кГ/мм*: наибольшая	Жесткость C_0 в *кГ/мм*: наименьшая	Допустимое наружное и внутреннее давление P в *кГ/см*²	Допустимый ход в *мм*
[illegible]	37,5	[illegible]	[illegible]	0,16	25,5	15,80	5,50	2,00	8,0	2,3
				0,22	39,0	15,80	5,80	2,30	11,5	4,7
				0,16	52,0	15,80	1,80	0,50	8,0	9,1
				0,22	52,0	15,80	4,20	1,70	11,5	7,5
				0,16	75,0	15,80	1,20	0,30	8,0	14,7
	33,5	[illegible]	[illegible]	0,14	99,0	14,40	0,50	0,15	[illegible]	20,8
				0,16	99,0	14,40	0,60	0,17	[illegible]	20,5
	37,5	[illegible]	[illegible]	0,22	75,0	15,80	2,40	1,00	11,5	12,1
				0,16	88,0	15,80	0,95	0,30	8,0	18,2
[illegible]	47,5	[illegible]	[illegible]	0,16	42,5	24,0	2,20	0,90	[illegible]	[illegible]
				0,22	53,0	24,0	3,30	1,00	[illegible]	[illegible]
	45,5	[illegible]	[illegible]	0,26	44,0	23,1	3,50	[illegible]	10,5	[illegible]
	47,5	[illegible]	[illegible]	0,16	58,0	24,0	[illegible]	[illegible]	6,0	9.0
				0,22	58,0	24,0	[illegible]	[illegible]	8,0	6.1
				0,26	58,0	24,0	[illegible]	[illegible]	10,5	6,4
				0,16	88,5	24,0	[illegible]	[illegible]	6,0	15,8
				0,22	88,5	24,0	[illegible]	[illegible]	8,0	10,7
[illegible]	50,6	[illegible]	[illegible]	0,30	36,0	26,1	12,0	[illegible]	11,0	2,3
[illegible]	55,5	[illegible]	[illegible]	0,16	87,5	35,2	0,7	[illegible]	5,5	15,8
[illegible]	101,0	[illegible]	[illegible]	0,16	75,5	100,2		[illegible]	2,0	7,0
[illegible]	129,0	[illegible]	[illegible]	0,50	40,0	165,0		[illegible]	3,0	22,0

*Таблица 1*08

Данные сильфонов отечественного производства из стали Х18Н10Т (по НАС 350—59). Многослойные с резьбовыми втулками (см. рис. 384) для температуры среды *t* ^ 450° С

Диаметр в *мм*								Условия работы			Шифр сильфона
наружный $D_н$											
27±1	17,3	3,8	12	0,16	2	44±1	4,0	25	7	5000	НС27 —12 —0,16Х2
	17,0	3,8	9	0,14	3	35±1	6,0	30	7	1500	НС27 —9—0,14Х3 *
	17,0	3,8	12	0,16	3	44±1	6,0	40	6	5000	НС27 —12—0,16Х3
	16,5	3,8	10	0,14	5	37±1	7,0	160	4,5	1500	НС27—10 —0,14Х5
	16,0	3,8	4	0,14	6	16±1	29,0	225	2	1500	НС27 —4—0,14Х 6м
	16,0	4,0	9	0,16	6	36±1	19,0	225	5	3000	НС27 —9 —0,16Х6 *
	16,0	4,0	13	0,16	6	51±1	13,0	225	6	3000	НС27—13 —0,16Х6 *
38±1,5	24,6	5,5	16	0.2	3	89± 1,5	4,0	30	17	3000	НС38 —16—0,2Х3 *
	24,6	5,5	12	0,2	3	66±1,5	5,5	50	8	5000	НС38 —12 —0,2Х3
	24,2	5,5	12	0,2	4	66±1,5	7,0	80	8	5000	НС38 —12—0,2 Х 4
	23,5	5,5	13	0,2	6	72±1,5	10,0	225	10	3000	НС38 —13 —0,2Хбм
48±1,5	32,8	5,1	10	0,2	2	52±1,5	3,0	25	10	3000	НС48 —10 —0,2Х2
	32,0	5,1	16	0,2	4	82±2	4,0	50	12	5000	НС48 —16 —0,2Х 4м
	32,0	5,1	10	0,2	4	52± 1,5	6,0	50	9	5000	НС48—10 —0,2Х 4
	31,3	5,1	10	0,2	6	52±1,5	10,0	80	8	5000	НС48—13 — 0,2Х Ю
	30,0	7.0	13	0,2	10	93±2,0	21,0	200	12	3000	НС48 —13—0,2Х Ю *
	31,3	5.1	16	0,2	6	82±2,0	6,0	80	8	5000	НС48 —16 —0,2Х6

Диаметр в *мм*						Условия работы					
xQ											Шифр сильфона
63±2,0	44,0	9,0	10	0,2	2	92±2,0	1,8	20	15	5000	НС63- -10—0,2Х2
	43,3	7,6	10	0,2	4	77±2,0	5.6	40	15	–	НС63- •10—0,2Х 4м
	43,3	9,0	12	0,2	4	110±2,0	3,0	40	18	1500	НС63- -12 — 0,2Х 4
	43,3	7.6	12	0,2	4	92±2,0	4.7	40	18	6000	НС63- -12—0.2Х 4м
	41,0	9,0	10	0,2	8	90±2,0	8,0	140	12,5	1500	НС63- -10—0,2Х8м
	40,0	9,2	12	0,2	10	112±2,0	9,0	200	12	3000	НС63- •12— 0,2Х 10 *
	40,0	9,2	16	0,2	10	130±2,0	8,0	200	16	1500	НС63- 16—0,2Х 10 *
	43,8	8,9	20	0,2	2	180±2,0	0,8	20	30	3000	НС63- 20—0,2Х2 *
	41,8	7.7	12	0,2	6	92±2,0	5,6	80	12	3000	НС63- 12-0,2Х6 *
73±2,0	54,0	6,5	13	0,16		85±2,0	3,0	35	12	5000	НС73 — 13—0,16Х5м
	53.5	6,5	8	0,2		54±2,0	6,0	50	8	3000	НС73 —8—0,2Х6 *
	53.6	6,5	13	0,2		86±2,0	3,8	50	15	1500	НС73 —13 —0,2Х6
92±2,0	71,5	8,0	11	0,2		90±2,0	5,5	25	15	3000	НС92—11 —0,2Х 4
	71,2	8,0	15	0,24		122±2,0	5,0	25	25	1500	НС92 —15 —0,24Х4
	71,0	8,0	11	0,2		90±2,0	7,5	35	15	1500	НС92 —11—0,2Х5м
	71,0	8,0	15	0,24		122±2,0	7,3	60	20	3000	НС92 —15 —0,24Х6м
126±2,0	88,0	12,5	12	0,3		155±2,0	4,0	30	40	3000	НС126 —12 —0,3Х4 *
	87,5	12,5	12	0,3		155±2,0	5,5	45	40	3000	НС 126 —12 — 0,3Х 6*
190±2,0	142	17,2		0,3		142±2,0	5,5	15	30	3000	НС190 — 8-0,3Х4 *

Примечания:
1. Сильфоны испытываются на 1,25Р.
2. Для сильфонов, помеченных звездочкой, t < 350° С.

Глава IV. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ В ПЕРЕДАЧАХ

Силы трения в арматуре достигают значительной величины и должны быть учтены при расчете арматуры и оценке усилий, необходимых для ручного или механического управления арматурой.

Особое значение силы трения приобретают при работе автоматически действующей арматуры, где прилагаемые усилия приводов строго рассчитаны.

Учет сил трения может производиться двумя методами: непосредственным подсчетом величины сил трения, действующих в данном узле, и введением коэффициента полезного действия к. п. д., который представляет собой отношение работы полученной к работе затраченной.

В механизмах управления арматурой используются различные передачи: винтовая, зубчатая, червячная, цепная и др.

Силовой расчет необходимо производить с учетом условий работы передач в арматуре.

Ниже приведены некоторые данные по расчету применяемых в арматуре передач.

1. ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА

Винтовая передача обычно рассматривается как преобразованная наклонная плоскость. Развернем винтовую линию резьбы шпинделя на плоскость и представим гайку в виде груза Л, перемещаемого по наклонной плоскости, образованной развернутой винтовой линией (рис. 385).

В работе рассматриваемой передачи следует различать два случая:

1) винт (или гайка) перемещается в сторону, противоположную направлению действия сил сопротивления, что имеет -место при закрывании вентиля, когда среда действует «под клапан», и при закрывании задвижек независимо от направления движения среды;

2) винт (или гайка) перемещается в ту же сторону, куда направлено усилие, что происходит при открывании вентиля, когда среда действует «под клапан».

Представим осевое усилие Q_0, передаваемое гайкой, приложенным к резьбе шпинделя в точке М на среднем диаметре резьбы $d_{ср}$ (рис. 385) и рассмотрим взаимодействие всех сил, приложенных к шпинделю и приведенных к этой точке.

В точке M усилие Q_0 вызывает появление реакции N и силы трения T = |\N, где |i — коэффициент трения. Силы N и T можно заменить их равнодействующей R, наклоненной к оси шпинделя под углом a + p, где a — угол подъема винтовой линии резьбы шпинделя, p — угол трения, определяемый из условия tgp = \i.

К точке M следует приложить усилие Q_d, создаваемое моментом, приложенным к маховику при ручном управлении арматурой или к шестерне при наличии электропривода.

Таким образом, следует считать, что к точке М приложены три силы: осевое усилие Q_0, реакция шпинделя R с учетом действия силы трения и окружное усилие Q_d.

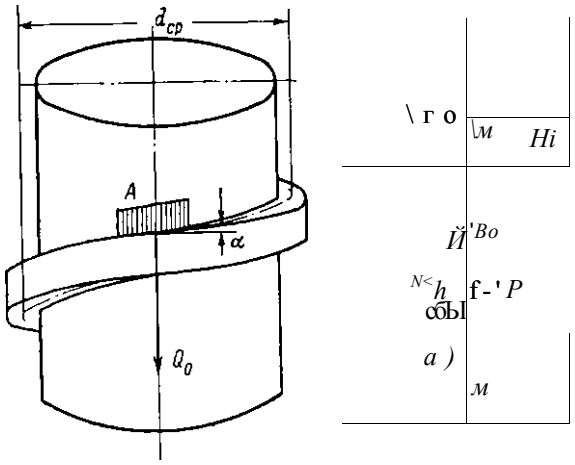


Рис. 385. Схема винтовой передачи

При равномерном вращении винта треугольник сил, образуемый этими силами, должен быть замкнут (рис. 386, а). Из треугольника сил видно, что

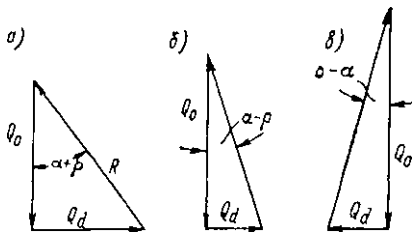


Рис. 386. Условия равновесия сил в винтовой передаче

$$Q_d = Q_o \operatorname{tg}(a + P) \quad кГ,$$

а момент на шпинделе, необходимый для закрывания затвора, имеет величину

$$M_0 = Q, \quad o \sim y \operatorname{tg}(a + p) \quad кГ\text{-}см,$$

где $\operatorname{tg}(a + p) = L$ — условное плечо момента (табл. 123).

Во втором случае при открывании вентиля, среда в котором действует «под клапан», усилие Q_0 сохраняет направление, а направление действия силы трения изменится на противоположное, так как шпиндель будет вращаться в обратную сторону.

В соответствии с этим треугольник сил будет иметь другой вид (рис. 386, б), а величина окружного усилия выразится формулой

$$Q_d = Q_o \operatorname{tg}(a - p) \quad кГ.$$

При условиях самоторможения, когда $p > a$, направление окружного усилия изменится на обратное (рис. 386, в), и, приняв

Таблица 123

Значения L и L' (в *см*) для шпинделей с трапецеидальной резьбой по ГОСТу 9484—60

Наружный диаметр шпинделя d_0 в *мм*	[illegible]			[illegible]					[illegible]				
	Шаг S в *мм*	Средний диаметр d_{cp} в *мм*	Угол подъема α	μ = 0,15 (ρ = 8°32')	μ = 0,17 (ρ = 9°39')	μ = 0,20 (ρ = 11°29')	μ = 0,25 (ρ = 14°02')	μ = 0,30 (ρ = 16°42')	μ' = 0,25 (ρ' = 14°02')	μ' = 0,27 (ρ' = 15°07')	μ' = 0,30 (ρ' = 16°42')	μ' = 0,35 (ρ' = 19°17')	μ' = 0,40 (ρ' = 21°48')
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]

Т

Наружный диаметр шпинделя d_0 в *мм*								
Резьба	Шаг S *в мм*	Средний диаметр $d_{ср}$ в *мм*	Угол подъема α					
				ц = 0,15 (р = 8°32')	0,492 0,514 0,551	0,591 0,615 0,651	0,790 0,828	0,865 0,902
				м = 0,17 (р = 9°39')	0,541 0,566 0,608	0,650 0,675 0,718	0,870 0,913	0,955 0,996
				= 0,20 (р = 11°29')	0,737 0,768 0,817	0,991 1,040		
				ц = 0,25 (р = 14°02')	0,945 1,082 1,109	1,200 1,255		1,319 1,380
				11 = 0,30 (р = 16°42')	1,030 1,077 1,150	1,395 1,470		1,545 1,620
				\x' = 0,25 (р' = 14°02')	0,467 0,504 0,566	0,545 0,583 0,645	0,788 0,850	0,912 0,973
				\x' =0,27 (р' = 15°07')	0,601 0,643 0,710	0,865 0,932		1,000 1,066
				\x' = 0,30 (р' = 16°42')	0,880 0,915 0,954	0,981 1,054		1,129 1,205
				ц = 0,35 (р' = 19°17')	1,048 1,100 1,135	1,170 1,259		1,348 1,430
				= 0,40 (р' = 21°48')	0,815 0,875 0,974	0,959 1,020 1,118	1,360 1,461	1,560 1,660

это направление положительным, можно представить усилие Q_d в виде

$$Qd = Qo\ tS\ (P - <*)\ кГ.$$

Момент на шпинделе для этого случая

$$M_0 = Q_0 \quad \text{tg (р — а)} \quad кГ\text{-}см.$$

Коэффициент полезного действия винтовой передачи т] можно представить отношением:

для первого случая

$$ц = \frac{\text{tga}}{\text{tg (a + p)}};$$

для второго случая

$$_1 = \frac{\text{tg (д-р)}}{\text{tga}}$$

Ориентировочные значения коэффициентов трения при движении для расчетов резьбовых соединений арматуры приведены в табл. 124.

Таблица 124

Величины коэффициентов трения в резьбе р для стальных шпинделей, применяемые прн силовом расчете арматуры

Материал гайки	Коэффициент трения ц		
	Резьба вне среды		Резьба внутри изделия (в среде)
	при хорошей смазке	при слабой смазке	
Бронза, латунь, чугун	0,15	0,17	0,20—0,25
Сталь	0,20	0,25	0,30-0,35
Древеснослоистый пластик (ДСП)	0,10	0,12	–

При трогании с места расчеты арматуры могут проводиться с применением коэффициента трения, приближенно равного

$$|i' = И\text{-}\ "Ь\ 0{,}1.$$

В арматуре, работающей на трубопроводах перегретого пара высоких и сверхвысоких параметров, резьбовая пара шпиндель—гайка также нагревается, в связи с чем уменьшается зазор в резьбе и увеличивается коэффициент трения. При- температурах резьбового соединения свыше 200° С зазор в резьбовой паре шпиндель—гайка должен быть увеличен по сравнению с нормальным зазором во избежание заедания резьбы.

Некоторые значения коэффициента трения при повышенных температурах (при сухом трении) приведены в табл. 125.

При трогании с места коэффициент сухого трения увеличивается на 30%. В этом случае значения ц„ приведенные в табл. 125, следует умножить на 1,3.

Таблица 125

Наибольшие значения коэффициента сухого трения ц для некоторых материалов при различных температурах

Материалы деталей	ц при t п °С			
	20	120	225	300
Х18Н10Т—БрАЖМц	0,25	0,28	0,28	0,34
Х18Н10Т—ЖЧ2	0,27	0,26	0,35	–
1Х17Н2—БрАЖМц	0,28	0,28	0,29	0,37
1Х17Н2—ЖЧ2	0,31	0,31	0,33	–
2Х13—ЛМцС	0,30	0,37	–	–
2Х13—БрАЖМц	0,25	0,30	0,30	0,34
2Х13—ЖЧ2	0,28	0,28	–	–
Ст. 5—ЛМцС	0,27	0,31	–	–
40Х—БрАЖМц	0,27	0,31	0,33	0,36
40Х—ЖЧ2	0,22	0,25	–	–

2. ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

Учет потерь на трение в зубчатой передаче обычно осуществляется с помощью к. п. д., который определяется по формуле

$$\text{л} = \frac{M_в}{M_n i},$$

где $M_в$ — момент на ведомом -валу;

M_n — момент на ведущем валу;

i — передаточное отношение зубчатой передачи.

Величина к. п. д. зубчатой передачи в основном зависит от типа передачи, материала зубчатых колес, способа и качества обработки поверхностей зубьев.

В качестве средних величин можно принять для арматуры данные значений к. п. д. одной пары зубчатых колес, приведенные в табл. 126.

Таблица 132

Значения к. п. д. одной пары зубчатых колес, принимаемые при расчете арматуры

Обработка зубьев	Тип передачи	
	Цилиндрическая с прямыми зубьями	Коническая с прямыми зубьями
Зубья чугунные литые	Новые—0,8; приработавшиеся—0,9	Новые—0,75; приработавшиеся—0,85
» фрезерованные	0,96	0,95
» стальные шлифованные	0,97	0,96

При последовательной работе нескольких пар зубчатых колес общий к. п. д. передачи определяется из произведения

$$л = Л1 \cdot Л2 \cdot Лз \cdot \ldots \cdot Лл>$$

где г) — общий к. п. д. всей передачи;

Лъ Лг> Лз> ... Л* — к. п. д. зубчатых колес, составляющих передачу.

Эта формула не распространяется на планетарные передачи.

3. ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА

Коэффициент полезного действия червячной передачи определяется по формуле

где а — угол подъема винтовой линии червяка;

р — угол трения;

$Г)_0$ — к. п. д. опор.

При подшипниках качения принимают $г)_0$=0,99, при подшипниках скольжения $г\backslash_0$ = 0,94.

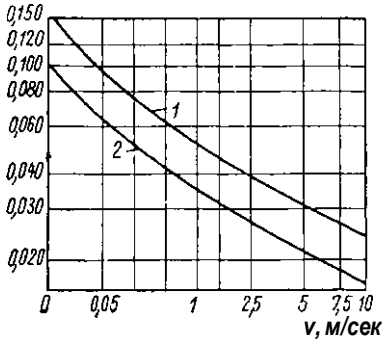


Рис. 387. График зависимости коэффициента трения \i от скорости скольжения *v* в червячной паре

На рис. 387 (кривая 1) показано изменение коэффициента трения |i между стальным закаленным шлифованным червяком и бронзовым колесом в зависимости от скорости скольжения.

Кривая *2* показывает коэффициент трения между стальным закаленным шлифованным червяком и червячным колесом из древеснослоистого пластика (ДСП).

Применительно к условиям работы арматуры получено: для пары стальной червяк—бронзовое червячное колесо ц, ^ 0,08, для пары стальной червяк—червячное колесо из ДСП \i ^ 0,05.

4. ЦЕПНАЯ И КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧИ

В арматуре наиболее часто применяются цепи сварные тяговые калиброванные, которые обычно используются для ручного управления арматурой, расположенной в труднодоступных местах.

Для одного блока с подшипником скольжения можно принять т] = 0,92-5-0,94.

Схема простейшей карданной передачи приведена на рис. 388.

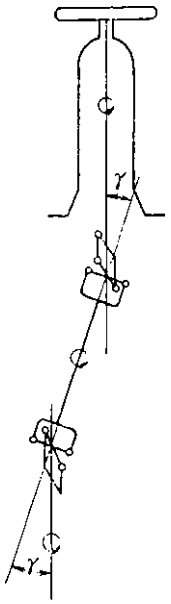


Рис. 388. Схема карданной передачи

Этот тип передачи применяется для дистанционного управления арматурой как при ручном управлении, так и при электроприводе.

К. п. д. одной карданной пары выражается формулой

$$\text{-Л} = 1 \quad \text{З г Г"» « (т + *) + <"]•}$$

где Jі — коэффициент трения;
г — радиус шипа вилки кардана;
R — расстояние от оси вала до середины опоры шипа;
у — угол между осями.

5. подшипники и подпятники

Условия работы подшипников и подпятников в арматуре имеют свои особенности, которые заключаются в том, что работа их часто протекает при недостаточной смазке, на открытом воздухе, при отсутствии тщательного ухода, с длительными перерывами в работе и т. д. В связи с этим значения коэффициента трения должны быть приняты такими, чтобы они в полной мере отражали эти условия и обеспечивали бы надежную эксплуатацию арматуры.

Момент трения в цилиндрическом подшипнике скольжения определяется по формуле

$$м_т = VnQ\text{-}тг \quad кГ\text{-}см_у$$

где Q — нагрузка в *кГ*\
\x_n — коэффициент трения в подшипнике;
d — диаметр вала в *см.*

Средние значения коэффициента трения в подшипниках скольжения при обычно применяемых удельных давлениях указаны в табл. 127.

Таблица 132

Средние значения η_{ni} принимаемые в арматуре

Материал		Коэффициент трения в подшипниках η_n		
вала	втулки	Хорошая смазка	Слабая смазка	Трение покоя
Сталь	Бронза	0,05—0,10	0,10—0,20	0,15-0,30
	Чугун	0,06—0,12	0,12—0,20	0,16—0,32
	Сталь	0,10—0,15	0,15—0,25	0,20-0,40

Для упрощения расчета часто потери на трение в подшипниках скольжения приближенно учитывают введением в него к. п. д. г), который ориентировочно можно принимать:

Для подшипников скольжения при особо хорошей смазке . rj -- 0,98
Для подшипников скольжения при нормальной смазке . . т] = 0,96
Для подшипников качения. . . . . .т] = 0,99

Опоры для деталей при осевых нагрузках — подпятники — в конструкциях арматуры применяются главным образом в виде кольцевой пяты — на шпинделях, гайках и маховиках (рис. 389, *а)* и в виде шаровой пяты — на шпинделях вентилей (рис. 389, б).

Таблица 128

Значения коэффициента трения принимаемые при расчете арматуры

Материал		*H*
бурта	опоры	
Сталь	Бронза	0,20
»	Чугун	0,22
»	Сталь	0,30
Латунь	Чугун	0,20

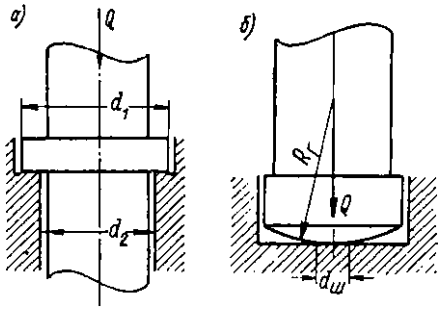


Рис. 389. Схема работы пяты: а — кольцевой; б — шаровой

Для кольцевой опоры, изображенной на рис. 389, а, при сопряжении заплечика шпинделя и крышки с вполне достаточной степенью точности момент трения можно принять равным

$$M_б = \eta_б Q \qquad кГ\text{-}см,$$

где Q — осевое усилие;

$d_б$ — средний диаметр опоры; $d_б = \frac{k + d_2}{2}$

$\eta_б$ — коэффициент трения в опорах шпинделей, средние значения которого приведены в табл. 128.

Для шаровой опоры (рис. 389, б) момент трения вычисляется по формуле

$$M_{ш} = 0.25M2C$$

Расчет момента производится исходя из того, что в месте контакта головки шпинделя с опорой создается площадка диаметром (рис. 389), который определяется по формуле

$$d_M = 1{,}76 \mid У \wedge с м .$$

Принимая $|я_{ш} = 0{,}3$, получаем момент трения в шаровой опоре типа шпиндель — тарелка при одинаковых материалах этих деталей

$$Л4_{Ш}\wedge 0{,}132<2\ \text{-}]f \qquad кГ\text{-}см,$$

где Q — осевое усилие в *кГ*\
R_e — радиус головки шпинделя в *см*\
E — модуль упругости в *кГ/см*^{2}.

При разных материалах шпинделя и тарелки клапана применима формула приведенного модуля упругости

$$\frac{p}{Z_{прие}} - {}_{El} + E_2'$$

где E_x и E_2 — модули упругости материалов шпинделя и тарелки.

Глава V. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ВЕНТИЛЕЙ

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ НА ШПИНДЕЛЕ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ВЕНТИЛЕМ

Величина и направление усилий на шпинделе, необходимых для управления вентилем, определяются силами сопротивлений, действующих в вентиле при перемещении тарелки. Силы сопротивлений создаются в результате гидравлического давления на тарелку и шпиндель, трения в сальнике и резьбе, трения между головкой шпинделя и тарелкой и т. д. Помимо этого для надежного перекрытия вентиля необходимо на уплотняющих кольцах создать достаточное силовое взаимодействие, определяемое величиной удельных давлений на уплотняющих поверхностях колец.

Величина и направление действия сил сопротивления зависит от того, производится ли закрывание или открывание вентиля и подается ли среда под клапан или на клапан (рис. 390).

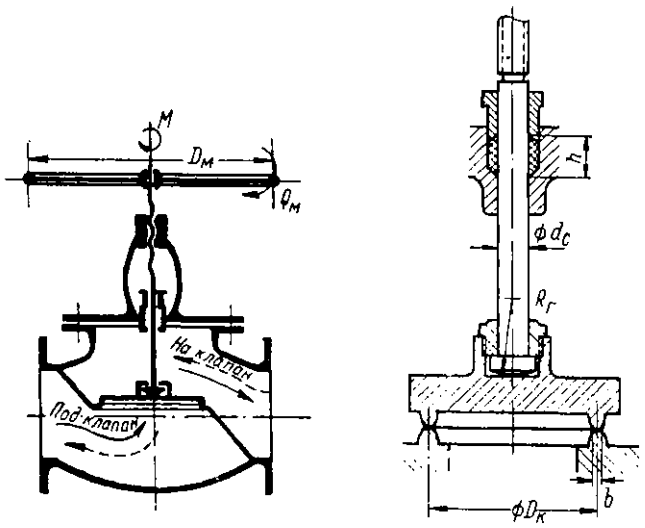


Рис. 390. Схема вентиля и конструкция узла шпинделя с тарелкой клапана

Закрывание вентиля при движении среды под клапан

В начале хода закрывания, когда тарелка клапана находится в крайнем верхнем положении, силами сопротивления являются сила трения в сальнике Т и сила действия давления среды на поперечное сечение шпинделя стремящаяся вытолкнуть шпиндель из вентиля.

По мере закрывания вентиля тарелка клапана, приближаясь к седлу, перекрывает проход, вследствие чего давление за клапаном уменьшается и, таким образом, увеличивается перепад давлений на клапане. Наибольшей величины этот перепад достигнет в закрытом вентиле; когда за тарелкой давление снизится до нуля, перепад давлений на клапане будет равен рабочему давлению $P_{раб}$. В это время давление среды, действующее на тарелку клапана, создает силу

$$Qср = 0,785 D \backslash p_{раб} \quad кГ,$$

где D_K — средний диаметр уплотняющей поверхности колец в *см*.

В связи с уплотнением соединения действие среды считают распространяющимся не на всю поверхность уплотняющих колец, а на часть ее, ограниченную средним диаметром, значение которого вводится в формулу.

По мере закрывания вентиля в результате уменьшения давления за клапаном сила, выталкивающая шпиндель, Q_{ma} уменьшается и при наличии перепада давлений на клапане, равном $P_{раб}$ становится равной нулю.

Сила трения в сальнике Г принимается постоянной по величине независимо от давления, действующего в данный момент в вентиле, и всегда направлена в сторону, противоположную перемещению шпинделя относительно набивки. Поэтому в зависимости от характера движения шпинделя (вращательное, винтовое или поступательное движение) составляющие силы трения будут иметь различную величину.

Для того чтобы вентиль в закрытом виде не пропускал среду, необходимо, как было указано ранее, создать силовое взаимодействие уплотняющих колец, при котором удельные давления на них имели бы величину не меньше q_{yi} для чего следует приложить усилие, равное

$$Q_y = 3{,}140 * 4 \quad "Г*$$

где Ь — ширина уплотняющих ко-



Рис. 391. Схематический график изменения усилия вдоль шпинделя при закрывании вентиля

% _ ^ л " н о е давление на уплотняющих поверхностях колец, *кГ1см*^{2}

^{n}C перемещением тарелки клапана, по мере закрывания общее усилие на шпинделе увеличивается, достигая наибольшей величины при полном перекрытии вентиля. Характер изменения этого усилия показан на рис. 391. Относительное перемещение тарелки h/D_c определяется отношением подъема тарелки над седлом h к отверстию в седле D_c. График дан для условий, когда через вентиль проходит среда, и давление за тарелкой падает по мере закрывания вентиля, что создает наибольшие усилия, необходимые для управления вентилем, но не всегда имеет место в условиях эксплуатации.

В вентилях наиболее часто применяется шпиндель, ввинчиваемый в гайку, расположенную на крышке, а тарелка соединяется со шпинделем шарнирно, как показано на рис. 390. Для такой конструкции наибольшее усилие, которое надо создать вдоль шпинделя, чтобы обеспечить плотное перекрытие вентиля, будет равно

$$Q_o - \cdot Q_{cp} + Q_y + T \sin a.$$

Здесь а — угол подъема винтовой линии резьбы шпинделя.

При расчете по приведенной формуле предусматривается создание на уплотняющих кольцах удельных давлений, равных q_y и необходимых для образования плотного замка в затворе. Такие

удельные давления в действительности будут созданы, если выдержаны предусмотренные при расчете условия, а именно: закрывание вентиля происходит при движении среды, под давлением, и в отключенной части трубопровода давление понижается до нуля. При работе вентиля в других условиях и при изменении давления под клапаном удельные давления не будут сохранять величину $q_{уу}$ предусмотренную расчетом, а будут иметь какое-то значение $q_К$, величина которого зависит от- упругости деталей вентиля.

Чтобы выявить влияние этого фактора на работу вентиля, рассмотрим вентиль, закрытый с усилием Q_0 при отсутствии среды в трубопроводе. Под действием этого усилия во всех деталях

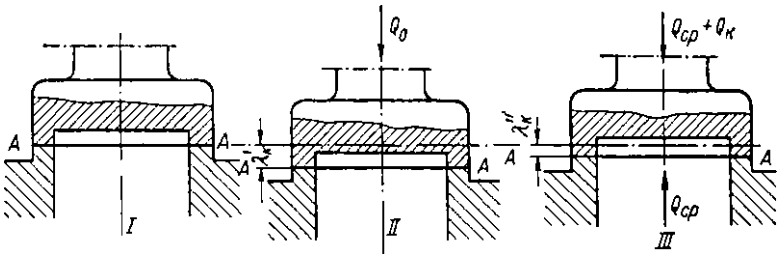


Рис. 392. Схема перемещения плоскости соприкосновения уплотняющих колец в вентиле:

I — положение в момент соприкосновения; // — после воздействия усилия, передаваемого шпинделем; *III* — после подачи среды под давлением

вентиля, создающих силовое замыкание цепи, в которой расположены тарелка и корпус, возникнут упругие деформации. При подаче давления под клапан величина деформации деталей изменится, тарелка несколько переместится, произойдет перераспределение усилий в деталях, и удельное давление на уплотняющих кольцах снизится.

Положение уплотняющих колец в момент их соприкосновения (рис. 392,*1)* изменится после приложения усилия (рис. 392, *II).* Таким образом, плоскость *А А* переместится на величину $\Delta_к$; одновременно с этим произойдет упругая деформация шпинделя на величину $\Delta'_ш = \frac{QO}{}$.

Величина $C_к$ — жесткость цепи деталей, поддерживающих уплотняющее кольцо корпуса, и определяется жесткостью элементов деталей, деформация которых при увеличении давления среды уменьшается. Величина $C_ш$ — это жесткость цепи деталей, поддерживающих кольцо тарелки клапана; она определяется жесткостью элементов деталей, деформация которых увеличивается при повышении давления среды. Главное значение здесь имеет жесткость шпинделя. После того как будет создано давление под

тарелкой, %к уменьшится до величины %к (рис. 392, III), а цепь шпинделя увеличит деформацию до Хш.

Обозначим усилие взаимодействия колец в данный момент (переменную величину) Q_K\ тогда на верхний узел будет действовать усилие $Q_K + Q_{ср}$, а на нижний — Q_K.

Определим величину Q_K в зависимости от Q_0, $Q_{сру}$ $C_к$ и Сш:

$$i_к'' = \frac{Q^*}{\wedge_к} \quad \text{ЫИ} = \frac{\overline{QK} + \overline{QCP}}{\wedge_Ш}$$

причем

$$= K_Ш \text{ -f- } (X_к —$$

Сделав подстановку

$$\frac{QK + Qcp}{Cш} _ \frac{Qo}{c_ш} \mid \frac{Qo}{C_к} \frac{QK}{C_к}$$

получим

(20)

Таким образом выражается влияние подачи давления среды в вентиль на величину силового взаимодействия колец (а следовательно, и на величину фактически действующих удельных давлений) в зависимости от жесткости элементов вентиля.

Анализ этого выражения приводит к следующим выводам:

1) для вентиля со шпинделем малой жесткости (упругим) при жестких кольцах

$$Cш \text{ 4- } с_к$$

и выражение (20) приобретает вид

$$QK = Q_0\text{- } Qcp,$$

из которого видно, что в таком вентиле давление среды оказывает большое влияние на величину удельных давлений и, чтобы (вследствие действия давления среды) не произошло недопустимой разгрузки колец, необходимо всегда закрывать вентиль с усилием не менее

$$Qo = QK + Qcp\backslash$$

2) для вентиля с жестким шпинделем и упругими кольцами

$$\wedge o ,$$

$$Сщ + С_к \quad '$$

и выражение (20) приобретает вид

$$QK \wedge QO,$$

из которого видно, что в таком вентиле давление среды почти не оказывает влияния на величину удельных давлений. Это соз-

дает благоприятные условия для управления вентилем; так, для закрывания вентиля при отсутствии потока среды достаточно приложить усилие, необходимое для обеспечения плотности,

$$Qo = Qy,$$

и возникновение перепада давлений на закрытом клапане не нарушит плотности замка.

Отсюда становится понятным стремление конструктора создавать упругие эластичные кольца с применением резины, асбеста и тому подобных материалов.

Открывание вентиля при движении среды под клапан

Для обычного вентиля (рис. 390) усилие открывания равно

$$Qo = T \sin a - Q_{ср}.$$

Здесь Г sin a — вертикальная составляющая сила трения в сальнике в *кГ*.

Если при работе рассчитываемого вентиля может иметь место падение давления под клапаном и сохранение давления над клапаном, то при открывании будет преодолеваться сила действия гидравлического давления на тарелку и необходимое усилие получит величину

$$Qo = Qcp - Qtun + T \sin a.$$

Здесь $Quin = 0{,}785 d_c^2 P_{pa} 6$ — усилие, выталкивающее шпиндель; оно вызывается действием гидравлического давления на площадь поперечного сечения шпинделя диаметром d_c.

Закрывание и открывание вентиля при движении среды на клапан

Усилие, необходимое для закрывания вентиля в условиях движения среды на клапан, равно

$$Qo = Qy + Qmn - Qc_P + T \sin a;$$

усилие, необходимое для открывания вентиля, имеет величину

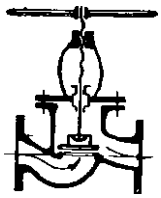
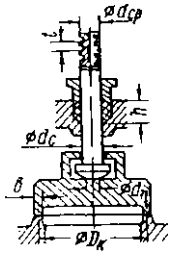
$$Qo = Qc_P - Quin + T \sin a.$$

Приведенные выше величины усилий, необходимых для управления вентилем, соответствуют наиболее распространенной конструкции (см. рис. 390). Во многих случаях конструкции вентилей и условия эксплуатации имеют особенности, требующие применение других формул, что должно быть учтено при расчете.

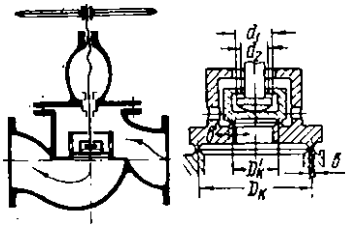
В табл. 129 даны различные наиболее часто встречающиеся варианты конструкций вентилей и приведены соответствующие им формулы для определения необходимой величины усилия вдоль шпинделя при закрывании вентилей.

Таблица 129

Формулы для силового расчета вентилей различных конструкций

Изделие	Эскиз изделия	Эскиз узла	Рассматриваемый момент управления вентилем	Наибольшее усилие вдоль шпинделя	Наибольший крутящий момент на маховике	Формулы
Вентиль запорный с ввинчиваемым шпинделем			Конечный момент закрывания	$Q_o = Q_{CP} + Q_y + T\sin\alpha$	$M = M_0 + M_c + M_и$	Усилие от давления среды $Q_{cp} = 0{,}785D^2_k P$ Усилие, необходимое для уплотнения, $Q_y = nD_K b q_y$ Сила трения в сальнике $T = \pi y d_c s P$ Момент в резьбе $M_0 = Q_o \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$ Момент трения в сальнике $M_C = T \cdot \cos\alpha$ Момент трения в пяте $M_{ш} = 0{,}132(3,, y$
			Начальный момент открывания	$Q_o = Q_o$	$M' = M_0 + M_e + M'_{№}$	Момент в резьбе $K = Q_o$ (<>'-«) Момент трения в пяте

Вентиль запорный с ввинчиваемым шпинделем. Тарелка с разгрузочным клапаном. Движение среды — «на клапан»



Конечный момент закрывания

В потоке среды:

при $Q_y > Q_{cp}$

$Q_o = Q_y - Q_{cp} + Q_{uin} + T \sin a$

при $Q_y < Q_{cp}$

$Q_o = Q_{cp} - Q_{uin} - T \sin a$

$M = M_0 + M_c + M_ш$

Без потока среды

$Q_o = Q_y + Q_{mn} + T \sin a$

Начальный момент открывания тарелки большого клапана

В потоке среды

$Q_o = Q_{cp} - Q_{um} + T \sin a$

$M' = M_0 + M_c + M_б$

Без потока среды

$Q'_o = Q_o$

$M' = M_0 + M_c + M'_и$

Усилие от давления среды

$Q_{ср} = 0{,}78 b D_K^2 P$

Усилие, необходимое для уплотнения,

$Q_y = n D_K b g_y$

Сила, выталкивающая шпиндель,

$Q_{utn} = 0.7854 p$

Сила трения в сальнике

$T = y f p d_c s P$

Момент в резьбе

$M_0 = Q_0 \cdot tg(a - fp)$

Момент трения в сальнике

$M_C = T \cos a$

Момент трения в бурте

$M_б = Q_0 \frac{+}{-} Ц_б$

Усилие от давления среды

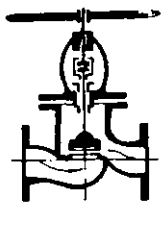
$Q_{ср} \sim 0{,}785 D \cdot P'$

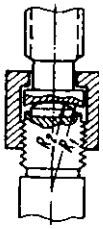
(P' — перепад давлений на клапане)

Продолжение табл. 122

Изделие	Эскиз		Рассматриваемый момент управления вентилем	Наибольшее усилие вдоль шпинделя	Наибольший крутящий момент на маховике	Формулы
	нзделня	узла				
Вентиль запорный малого прохода с ввинчиваемым шпинделем		*	Конечный момент закрывания	$Qo \sim Qcp + Q_y + T\sin a$	$м = м_0 + A f_c + Мк$	Усилие от давления среды $Q_{ср} = 0J8SDlP$ Усилие, необходимое для уплотнения, $Q_y = nD_K bq_y$ Сила трения в сальнике $T = г\|>d_c sP$ Момент на шпинделе $л*o = Qo \cdot ^f\text{-} \operatorname{tg}(^a + p)$ Момент трения в сальнике $M_C = T \cdot Ц \cdot \cos a$ Момент трения на кольцах $M_K = Q_K \cdot Ц^\wedge \cdot \backslash i_K$ Момент в резьбе $K=Qo \cdot " ^ \cdot \operatorname{tg}(p' - a)$ Момент трения на кольцах
	1		Начальный момент открывания	$O'o^Qo$	$+ м_е + м'_к$	

Вентиль запорный с разъемным шпинделем





Конечный момент закрывания	$Q_o = Q_{cp} + -hQ_y + m$	$M = M_0 + M_{ш}$
Начальный момент открывания	$Q_o \# Q_o$	$м' = м'_0 +$ $+ K$

Усилие от давления среды

$$Q_{ср} = 0_f785Z>2\ P$$

Усилие, необходимое для уплотнения,

$$Q_y = ziD_Kbq_y$$

Сила трения в сальнике

$$T =)d_cSP$$

Момент в резьбе

$$= Q_o \quad \text{tg}\ (a + p)$$

Момент трения в пяте

$$M_{ш}=_$$

Момент в резьбе

Момент трения в пяте

$$м'_{ш} = 4 -$$

Продолжение табл. 122

Изделие	Эскиз изделия	Эскиз узла	Рассматриваемый момент управления вентилем	Наибольшее усилие вдоль шпинделя	Наибольший крутящий момент на маховике	Формулы
Вентиль дроссельный с выдвижным шпинделем	—*a* Vjг/		Конечный момент закрывания	$Q_o = Q_{CP} + Q_{<} + T + T_{шп}$	$M = M_0 + M_б$	Усилие от давления среды $Q_{ср} = 0J85D^2_kP$ Усилие, необходимое для уплотнения, $Q_y = nD_Kbq_y$ Сила трения в сальнике $T = t\|)d_csP$ Сила трения в шпонке $Q_{CP} + Q_y + T_c$
			Начальный момент открывания		$M' = M_0 +$	$ViunRcp\ tg(a+p)$ Момент в резьбе $M_0 = Q_o \quad tg\ (a + p)$ Момент трения в бурте Момент в резьбе $p' - a)$

Вентиль сильфонный	Конечный момент закрывания	$Qo = Qcp + Qy + Qyc + Tшп$ при работе сильфона только на сжатие и при $D_K > D_{Cp}$	$м = м_0 + M_б$
	Начальный момент открывания	$Qo = Qo$	$м' = м_0 +$

Усилие от давления среды

$$Q_{ep} = 0{,}785 D^2_k P$$

(если $D_{cp} > D_K$, то вместо D_K следует подставлять

$$Dcp - \overline{\frac{P_и + Pe}{2}}\ )$$

Усилие, необходимое для уплотнения,

$$Q_y = ztD_K bq_y$$

Усилие сильфона

$$Qyc — CpX$$

(*Ср* —жесткость сильфона; X — величина поджатия сильфона)

Сила трения в шпонке $T_шn$ — см. выше

Момент в резьбе

$M_0 = Q_0$ **Ltg(a + p)

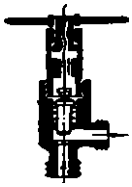
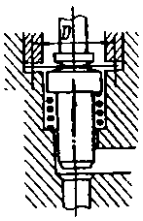
Момент трения в бурте

$$M_б = QoH6 \text{ -у-}$$

Момент в резьбе

$$^{A}*o = <2\,o\,4^{Ltg(p\,\prime\prime\,a)}$$

Продолжение табл. 122

Изделие	Эскиз изделия	Эскиз узла	Рассматриваемый момент управления вентилем	Наибольшее усилие вдоль шпинделя	Наибольший крутящий момент на маховике	Формулы
Вентиль с выдвижным шпинделем и с металлической мембраной			Конечный момент закрывания	$Q_o = Q_{ср} + Q_p + Q_M + Q_{пр} + T_{ит}$	$M = M_0 + M_б$	Усилие от давления среды $Q_{ср}=0,785D^2_KP$ Усилие, необходимое для уплотнения, $Q_y = nD_Kbq_y$ Усилие мембраны Q_M — см. гл. X Усилие пружины $Q_{пр}$ — см. гл. X Сила трения в шпонке $T_{шп}$ — см. выше Момент в резьбе $M_0 = Q_o \cdot f \cdot tg(a + p)$ Момент трения в бурте $M_б=Q_0 \cdot Ц_б$ Момент в резьбе
			Начальный момент открывания		$M = Л*о +$	

Вентиль запорный с резиновой мембраной	Конечный момент закрывания	$Q_o = Q_s + Q_y$	$M = M_0 + M_б$	Усилие от давления среды и сопротивления мембраны $Qa = PF<pC$, где Ф и С — коэффициенты Усилие, необходимое для уплотнения, $Oy = БIЯy$ Момент в резьбе $M_0 = Q_0 \cdot f \cdot tg(a + p)$
	Начальный момент открывания	$Q_o + Q_o$	$M = M_0 + M'_б$	Момент в бурте $M_б = Q_0 \cdot f \cdot Иб$ Момент в резьбе $M_р = 0o \cdot f \cdot tg(p' - a)$

Примечание. При наличии в крышке верхнего уплотнения сальника следует вычислить усилие на шпинделе, необходимое для плотного перекрытия сальника.

2. МОМЕНТЫ НА МАХОВИКЕ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ВЕНТИЛЕМ

Величина крутящего момента, который должен быть приложен для того, чтобы создать усилие, необходимое для закрывания и открывания вентиля, зависит от типа механизма, преобразующего вращательное движение в поступательное.

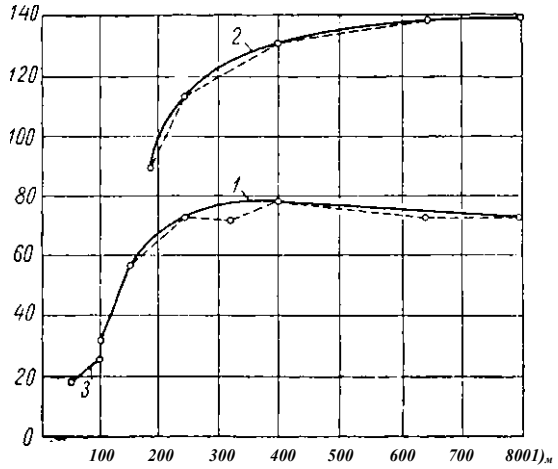


Рис. 393. Диаграмма наибольших усилий, которые может приложить человек со средними физическими данными к маховикам разных диаметров:

/—один человек обеими руками; 2—два человека обеими руками; 3—один человек одной рукой

Наиболее часто этот механизм представляет собой, как и на рис. 390, винт и гайку. Здесь имеет место следующая зависимость:

$$M_0 = Q_o \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho),$$

где M_0 — крутящий момент в *кГ!см*
Q_0 — усилие вдоль шпинделя в *кГ*
$d_{ср}$ — средний диаметр резьбы шпинделя в *см*
а — угол подъема винтовой линии резьбы шпинделя;
р — угол трения tgp = jLt;
\i — коэффициент трения в резьбе.

Подсчитанные значения tg (а + р) = L — условного плеча момента для шпинделей с трапецеидальной резьбой по ГОСТу 9484—60 приведены в табл. 123.

Усилие на маховике Q_M имеет величину

$$\text{л} \qquad \frac{2M}{\text{г}}$$

где D_M — диаметр маховика в *см.*

Для выбора размера маховика можно воспользоваться диаграммой, изображенной на рис. 393. Она показывает величину усилия, которое может быть приложено к маховику в зависимости

Таблица 130

Максимальное усилие и крутящие моменты на маховиках

Диаметр маховика, мм	При управлении одной рукой		При управлении обеими руками				При управлении двумя операторами	
	Расположение маховика							
	Любое		Вертикальное (на уровне груди или пояса)		Горизонтальное (на уровне груди)		Горизонтальное (на уровне груди)	
50	19	47,5	19	47,5	18	45		
65	21	68	24	78	23	75	–	–
80	23	92	32	128	30	120	–	–
100	25	125	38	190	36	180	–	–
120	–	–	44	264	41	246	2	2
140	–	–	50	350	45	315	–	–
160	–	–	56	448	50	400	–	–
180	–	–	64	575	55	495	–	–
200	–	–	68	680	57	570	100	1000
225	–	–	71	800	61	686	–	–
240	–	–	75	900	62	744	110	1320
250	–	–	75	938	62	775	–	–
280	–	–	80	1120	64	896	118	1652
320	–	–	83	1328	65	1040	128	1968
360	–	–	85	1530	66	1188	128	2304
400	–	–	85	1700	68	1360	132	2640
450	–	–	82	1845	65	1462	135	3040
500	–	–	75	1875	61	1525	136	3400
560	–	–	75	2100	61	1708	136	3810
640	–	–	75	2400	61	1952	136	4352
780	–	–	75	2700	61	2196	139	5004
800	–	–	75	3000	61	2440	139	5560
900	–	–	75	3375	61	2745	139	6255
1000	–	–	75	3750	61	3050	139	6950

Примечание. Диаметр маховика не должен превышать 0,8 строительной длины арматуры.

от его диаметра человеком со средними физическими данными. Более точные значения приведены в табл. 130.

Указанные в таблице усилия являются максимальными и для нормальной эксплуатации арматуры желательно, чтобы расчетное усилие на маховике имело бы величину $\frac{4}{5}$-у усилия, приведенного на диаграмме; поэтому при выборе маховика рекомендуется крутящий момент, полученный расчетом, умножить на 1,25.

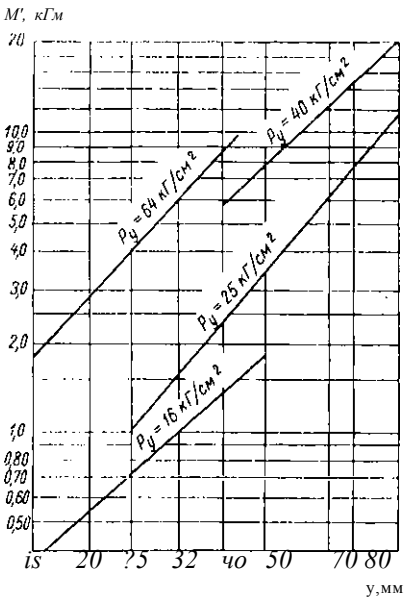


Рис. 394. График расчетных крутящих моментов на маховике, необходимых для закрывания некоторых вентилей

Приведенные усилия на маховике допустимы лишь как кратковременные; длительное управление арматурой при таких условиях недопустимо. Поэтому эти данные применимы лишь для сальниковой арматуры, где наибольшее усилие создается в конечный момент закрывания или начальный момент открывания. Для сильфонной арматуры, где значительные усилия вдоль шпинделя действуют на протяжении всего хода шпинделя, следует принимать при расчете усилия, уменьшенные в два раза по сравнению с данными диаграммы на рис. 393 и табл. 130.

Формулы для определения крутящих моментов При Открывании И закрывании вентилей различных конструкции приведены в табл. 129.

Для быстрого ориентировочного определения величины крутящего момента на маховике и вентилях размеров от D_y = 15 *мм* до D_y = 100 *мм* при рабочих давлениях 16, 25, 40, 64 *кГ1см*^{2} на рис. 394 приведены графики, построенные по расчетным данным.

Глава VI. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕГУЛИРУЮЩИЕ И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

1. РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ

Регулирующие клапаны имеют два основных элемента: дросселирующее устройство в виде седла и плунжера и привод, служащий для перемещения плунжера. В некоторых случаях плунжер

перекрывает седло не непосредственно, а с помощью мембраны (мембранные или «диафрагмовые» клапаны — см. рис. 102) или шланга (шланговые клапаны — см. рис.108). Если плунжер разгружен от усилий, создаваемых гидравлическим давлением среды, то силовая характеристика регулирующего клапана целиком определяется приводом. Если плунжер частично или полностью не разгружен и воспринимает давление среды, то он частично или полностью принимает на себя функции привода, и силовая характеристика регулирующего клапана определяется результатами совместного действия сил на плунжере и приводе.

Регулирующие клапаны могут управляться с помощью электромоторного исполнительного механизма либо пневматического или гидравлического (мембранного или поршневого) привода. Электромоторный привод осуществляет двустороннее движение шпинделя и не требует применения грузов или пружин. Мембрана и поршень обычно используются в регулирующей арматуре как источник одностороннего движения, для возврата требуется обеспечить силовое замыкание, что осуществляется грузом, пружиной или мембранным устройством с противодавлением. В качестве источника энергии для привода можно использовать либо давление сжатого воздуха специальной системы управления (регулирующие клапаны), либо давление рабочей среды, транспортируемой по трубопроводу (регуляторы прямого действия).

Задача привода регулирующего клапана заключается в том, чтобы создать определенную зависимость

$$h = f(P)$$

где h — ход плунжера в *мм*\

P — давление на приводе в *кГ/см*^{2}.

Зависимость между давлением в трубопроводе и давлением на приводе обеспечивается в регуляторах непрямого действия соответствующей системой преобразования; в регуляторах прямого действия давление на приводе равно отрегулированному давлению в трубопроводе.

В регулирующем клапане в процессе регулирования все время обеспечивается равновесие между усилием привода (включая и усилие неуравновешенного плунжера) и усилием нагрузки, созданным грузом или пружиной.

Силовой расчет регулирующего клапана с мембранным приводом сводится к определению основных размеров мембранно-пружинного привода и к выявлению нечувствительности клапана.

Давление воздуха над мембраной в процессе работы клапача изменяется от $P_г$ в начале хода до P_2 в конце хода. Каждой величине давления между $P_х$ и P_2 должно соответствовать определенное положение плунжера. При проектировании следует обеспе**чить** с наибольшей точностью пропорциональную зависимость

между приращением давления среды, действующей на мембрану, и приращением хода плунжера (т. е. приращением хода мембраны).

Характер регулирования режима движения среды по трубопроводу определяется характеристикой плунжера. Иногда в целях корректировки или изменения характера регулирования между мембраной и клапаном устанавливают преобразующий механизм.

Силовой расчет мембранного привода приведен в гл. X.

Для расчета привода должны быть подготовлены данные о значениях $P_г$ и P_2, величинах хода плунжера и перестановочного усилия Q. Давление P_x представляет собой давление трогания с места и в существующих конструкциях принимается равным 0,2 *кПсм*^{2}. Давление P_2 принимается равным 1,0 *кПсм*^{2}. Таким образом, $P_2 — P_г = ДP_ь = 0{,}8$ *кГ/см*^{2}.

Величина $ДP_д$ представляет собой диапазон изменения командного давления на приводе и равна изменению давления на мембране, необходимому для перестановки плунжера из одного крайнего положения в другое.

При выборе привода желательно использовать мембрану наименьшего диаметра, что обеспечивает возможность применения пружины с наименьшим усилием. Однако применение такой мембраны вызывает увеличение неравномерности движения плунжера в связи с большим влиянием изменения эффективной площади мембраны на усилие, передаваемое тарелкой, и увеличение зоны нечувствительности регулятора при тех же силах трения.

Необходимое перестановочное усилие определяется в зависимости от схемы работы регулирующего клапана: «нормально открыт» — схема НО или «нормально закрыт» — схема НЗ.

Для регулирующих клапанов, работающих по схеме НО, наибольшее необходимое перестановочное усилие привода (в конце хода без учета жесткости пружины) будет равно

$$Q_б = APf\text{-}G+T \quad кГ,$$

где ДР — перепад давлений на плунжере, т. е. разность давлений до и после плунжера при закрытом его положении, в *кГ!см*^{2}\

f — неуравновешенная площадь давления среды на плунжер в *см*^{2};

G — вес деталей, соединенных со шпинделем и плунжером (грибок и др.), в *кГ*\

T — сила трения в сальнике в *кГ*.

Регулирующий клапан не должен выполнять функции затвора, запорного органа, поэтому нет необходимости на уплотняющих кольцах создавать значительные удельные давления, обеспечивающие плотность клапана.

Для двухседельного клапана

$$/ = 0{,}785 \quad \{D\text{\-}D\text{\)} \quad см^2,$$

где D_x — средний диаметр уплотняющего кольца большего седла (верхнее) в *см;*

D_2 — средний диаметр уплотняющего кольца меньшего седла (нижнее) в *см.*

Наименьшее необходимое перестановочное усилие привода (в начале хода) без учета жесткости пружины равно

$$Q_M = T - G \quad кГ.$$

Нечувствительность регулирующего клапана определяется разностью усилий, необходимых для перемены направления движения плунжера на обратное при одном и том же его положении. Нечувствительность создается силами трения в сальнике, в направляющих плунжера и внутренним трением в материале мембраны.

Наибольшая сила трения создается в сальнике, который в регулирующих клапанах с целью уменьшения трения конструируется таким образом, чтобы шток, проходящий через набивку, имел минимальный диаметр и был бы обеспечен смазкой. Трение в сальниках подобного типа (см. гл. II) определяется по формуле

$$T = 1{,}5\, P_1 \pi d_c h.$$

Зона нечувствительности, определяемая изменением давления на мембрану, необходимым для изменения направления движения плунжера на обратное, определится по формуле

$$ДР_m = \frac{Г}{9} \quad кГ/см$$

где $ДР_m$ — разность давлений на мембране в $кГ/см^2$, необходимая для перемены направления движения плунжера;

$Р_э$ — эффективная площадь мембраны при данном ее положении в $см^2$.

Отношение зоны нечувствительности $ДР_т$ к диапазону изменения командного давления на мембране $ДР_д$ определяет степень нечувствительности

Степень нечувствительности регулирующих клапанов с типовыми сальниками, а также мембранных шланговых клапанов не должна превышать 5%, а клапанов с фторопластовыми сальниками или с сильфонами — 3%.

Привод должен, как правило, обеспечивать пропорциональную зависимость между ходом и давлением над мембраной; однако в результате искажений характеристики пружины и характеристики мембраны, а также вследствие влияния неуравновешенности плунжера и действия других факторов линейная зависимость ход — давление искажается.

Отклонение фактической характеристики ход плунжера — давление на мембране от линейной зависимости носит название нелинейности. Степень нелинейности $е_Л$ определяется отношением максимальной разности между фактическим ходом плунжера и теоретическим, соответствующим давлению на мембране $ДЛ_Л$, к полному ходу плунжера $h_п$

$$^{n}n$$

В серийных регулирующих клапанах степень нелинейности не должна превышать 5%.

В регулирующих клапанах с мембранным приводом и пружинной нагрузкой, снабженных позиционным реле, командное давление подается в позиционер, а на мембрану через позиционер подается управляющее давление, которое дросселируется в позиционере и подается на мембрану в отрегулированном виде. Оно увеличивается до тех пор, пока плунжер не станет в требуемое положение, соответствующее величине командного давления. Исходное управляющее давление, подводимое в позиционер, равно 2 *кГ/см*^{2}.

При наличии позиционера степень нечувствительности клапана не должна превышать 0,5%, а степень нелинейности — не более 0,5%.

Исследования работы регулирующих клапанов выявили влияние конструкции плунжера на работу клапана. Так, в двухседельных клапанах со стержневым плунжером, несмотря на статическую уравновешенность конструкции, при больших перепадах давлений плунжер в результате динамических воздействий среды испытывает значительные осевые усилия, что в конечном итоге искажает рабочую характеристику клапана. С целью повышения степени уравновешенности и улучшения технологичности конструкции применяются регулирующие клапаны с полым плунжером, на которых при работе хотя и возникает крутящий момент, но он сравнительно мало сказывается на работе регулятора. Вместе с тем следует иметь в виду, что стержневой плунжер более пригоден для работы на вязких и загрязненных средах.

2. РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ

Регуляторы давления могут работать по схеме «после себя» (см. рис. 53, а), когда участок трубопровода за клапаном, считая по направлению движения среды, соединен с приводом и при увеличении давления клапан уменьшает подачу среды, и по схеме «до себя» (см. рис. 53, б), когда с приводом соединен участок трубопровода до клапана, при этом с повышением давления клапан увеличивает подачу среды.

Силовой расчет регуляторов прямого действия имеет много общих элементов с расчетом регулирующих клапанов, но при этом следует иметь в виду, что в первых на приводе действует давление среды, транспортируемой по трубопроводу, а рабочее положение клапана должно обеспечивать заданный расход при поддержании необходимого давления. В связи с этим рабочий перепад давлений должен создаваться при каком-то среднем положении плунжера, при котором его перемещение вверх или вниз обеспечивает увеличение или уменьшение давления при заданном расходе.

Расчетные формулы и порядок расчета зависят от конструкции регулятора и от заданной пропускной способности, определяющей среднее положение плунжера над седлом.

Регуляторы прямого действия с мембранным приводом (исполняющим роль чувствительного элемента) и пружинной нагрузкой, а также с поршневым приводом и пружинной нагрузкой обладают определенной степенью неравномерности, определяемой по формуле

$$\delta = \frac{h_n}{h},$$

где h_n — полный ход плунжера в *мм;*

к — прогиб (поджатие) пружины в *мм,* необходимый для создания усилия пружины, отрегулированной на заданное отрегулированное давление.

При выборе пружины привода следует учитывать величину 6.

3. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

При силовом расчете малоподъемных рычажно-грузовых и пружинных предохранительных клапанов определяется усилие, необходимое для создания плотности, что будет обеспечено, если к шпинделю приложено усилие

$$Q = Q_{CP} + Q_y - g_9$$

где $Q_{ср}$ — усилие, создаваемое давлением среды в *кГ;*

Q_y — усилие, необходимое для уплотнения в *кГ,* создаваемое давлением

$$Q_{Cp} = 0,785 D^2_k P.$$

Здесь D_K — диаметр уплотняющих колец по среднему диаметру уплотнения в *см;*

P — давление среды в *кГ/см*^{2}.

Усилие, необходимое для уплотнения,

$$Q_y = 3,14 D_K \quad b \quad q_{yt}$$

где q_y — удельное давление в *кПсмг;*

b — ширина уплотняющих колец в *см.*

Нормами Госгортехиадзора установлены предельно допустимые давления пара в котле P_{maXI} при которых предохранительные клапаны должны быть открыты и должны обеспечивать требуемую пропускную способность и соответствующий расход среды:

$P_{раб}$	P_{max}
< 3 *кГ/см²*	$P_{раб}$ + 0,5 *кГ/см²*
< 6 0 »	1,15 $P_{раб}$
> 6 0 »	1,1 $P_{раб}$

Разность $ДР_{1Пах} = Р_{тах}$ — Ррив может быть использована для создания удельных давлений на уплотняющих кольцах с целью обеспечения плотности закрытого предохранительного клапана, а также для подъема тарелки клапана с учетом преодоления сил инерции, сил трения и жесткости пружины.

По нормам Госгортехиадзора предохранительные клапаны должны открываться в котлах с давлением до 13 *кГ/см²* при Рраб + 0,2 *кГ!см²*\ в котлах с давлением более 13 *кГ/см²* до 40 *кГ/см²*— при 1,03$P_{раС}$ и в котлах с давлением свыше 40 *кПсм²* — при 1,05$P_{раб}$.

Следовательно, в наихудших условиях находятся предохранительные клапаны низкого давления — на $P_{раб}$ = 13 *кГ/см²,* для которых коэффициент перегрузки составляет $К_0 = \frac{13}{13}\frac{2}{}$ = 1,015. В этом случае усилие уплотнения

$$Q_y = 0{,}2F_K \quad кГ,$$

где F_K — площадь круга по диаметру уплотняющих колец в *см²*.

Фактические удельные давления на уплотняющих кольцах в этом случае будут равны

$$q_{Ч к} = \frac{Q_y}{я D_K b} = \frac{0{,}2 F_K}{я D_K b} = \frac{0{,}2 D_K}{4 b}$$

ИЛИ

$$q_K = 0{,}05 \quad кГ/см^2.$$

Приняв ширину уплотняющего кольца клапана b = 1 *мм* = = 0,1 *см,* получаем

$$q_K = 0{,}5D_K \quad кГ/см^2,$$

где D_K — в *см.*

Таким образом, для предохранительных клапанов диаметром D_c = 10 *мм* q_K ^ 0,5 *кГ/см²*, для клапанов D_c = 100 *мм* q_K ^ ^ 5 *кГ/см²*.

При таких малых значениях удельных давлений добиться плотности можно лишь весьма тщательной притиркой. Для уплотнения сред с относительно невысокой температурой используют фибру, эбонит и некоторые другие материалы.

С повышением рабочего давления среды допустимые удельные давления на уплотняющих кольцах возрастают, но одновременно усложняются и условия обеспечения плотности.

Приняв $K_0 = 1{,}05$, имеем

$$1{,}05Q_{CP} = Q_{CP} + Q_K \text{ или } Q_K = 0{,}05Q_{CP}.$$

Таким образом, $3{,}14D_K bq_K = 0{,}05 \cdot 0{,}785D£P$**о**, откуда

$$\text{Л}_{\text{Чк}} = \frac{0{,}0125\text{ДсРо}}{b}$$

Для обеспечения плотности при таких условиях требуется весьма тщательная притирка колец. Величина q_K увеличивается с увеличением D_{Ki} P_0*и* уменьшением *Ь.* Следовательно, для улучшения условий работы предохранительного клапана целесообразно уменьшать ширину колец 6, к чему обычно в практике и прибегают. Вместе с тем следует иметь в виду, что чрезмерно узкие кольца создают благоприятные условия для эрозионного износа вследствие неплотности при работе клапана на повышенных и высоких давлениях.

При силовом расчете рычажно-грузовых клапанов ограничиваются определением веса грузов и их положения (см. рис. 353) по формуле

$$q_0 = \frac{Q_0 l_2 + G_p l_2 + G_n l_3 + G_{e.з} l_4}{h} {}_к p$$

где G_g, G_{py} G_{nt} $G_{e,з}$ — вес в *кГ* соответственно: поступательно движущихся частей, рычага, подвижного регулирующего и главного груза;

'2» 'з, U — расстояния от оси вращения рычага до точки приложения соответствующего груза в *см.*

Наличие трения в шарнирах рычага и направляющих штока несколько увеличивает силу, необходимую для подъема клапана. С целью уменьшения трения в шарнире применяют призматические опоры.

При подъеме рычага точка приложения силы несколько смещается (рис. 395, а), что ухудшает условия подъема клапана. Рычажная схема, обеспечивающая постоянство направления (рис. 395, б), хотя и имеет принципиальные преимущества, однако не получила распространения из-за сложности. Кроме того, грузовые предохранительные клапаны обладают большей инерцией, при срабатывании создают сильные удары по уплотняющим кольцам, поэтому постепенно вытесняются предохранительными клапанами с пружинной нагрузкой.

Силовой расчет пружинного малоподъемного предохранительного клапана также сводится к определению силы $Q_0 = KQQ_{CP}$> по которой определяется установочное усилие пружины с учетом веса подвижных деталей.

Таким образом, установочное усилие пружины при предварительном поджатии пружины равно

$$Q_{пр} = K, Q_{ср} - G \quad кГ,$$

где G — вес подвижных деталей, действующий на тарелку клапана.

В связи с увеличением усилия при сжатии пружины стремятся применять возможно мягкую пружину, имеющую наибольший диаметр и наибольшее число витков, допускаемые данной конструкцией.

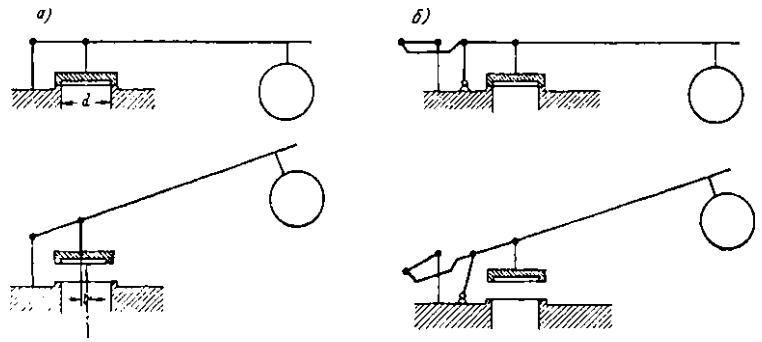


Рис. 395. Схема подъема клапана: а—при простом шарнире; б—при улучшенном

Силовой расчет полноподъемных (пружинных) клапанов отличается от силового расчета малоподъемных тем, что жесткость пружины должна иметь оптимальную величину, так как при чрезмерно мягкой пружине закрытие полноподъемного клапана происходит с запозданием.

В полноподъемных предохранительных клапанах достаточный подъем обеспечивается конструкцией клапана и соответствующим ходом струи, создающей дополнительную подъемную силу.

Глава VII. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ЗАДВИЖЕК

1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ЗАДВИЖЕК

По расположению уплотняющих колец задвижки можно разделить на две группы.

1. Клиновые задвижки, уплотняющие кольца которых расположены под углом и образуют клин (см. рис. 15). К этому типу относятся задвижки с цельным клином (рис. 15, а) и с клином, образованным двумя дисками (рис. 15, б).

2. Параллельные задвижки, уплотняющие кольца которых расположены параллельно друг другу (рис. 14).

Величина угла при вершине клина (2ф) оказывает важное влия ние на эксплуатационные свойства задвижек. При малых углах уменьшается величина усилия, необходимого для закрывания задвижки, но увеличивается вероятность заклинивания клина в корпусе при деформациях трубопровода, вызываемых колебаниями температуры.

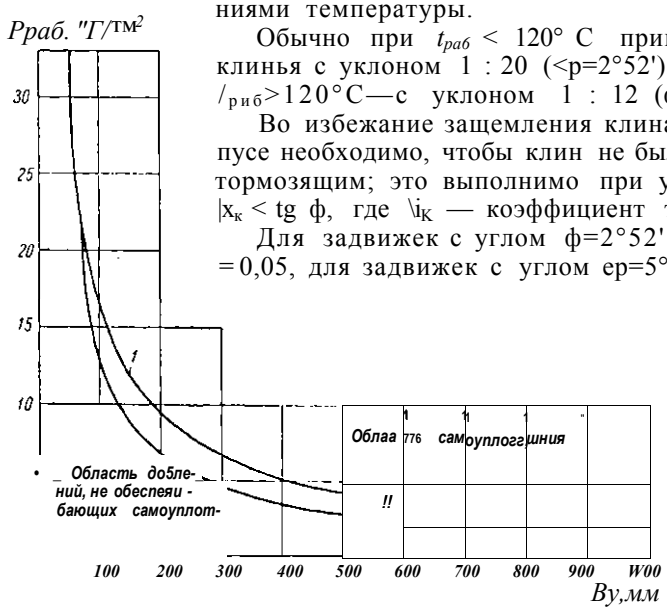


Рис. 396. Диаграмма давлений среды, обеспечивающих самоуплотнение задвижки:

1 **—для задвижек со стальными уплотняющими кольцами;** *2—для* **задвижек с латунными кольцами**

Обычно при $t_{раб}$ < 120° С применяют клинья с уклоном 1 : 20 (<p=2°52'), а при $/_{риб}$>120°С—с уклоном 1 : 12 (ф = 5°).

Во избежание защемления клина в корпусе необходимо, чтобы клин не был самотормозящим; это выполнимо при условии $|x_к$ < tg ф, где $\backslash i_K$ — коэффициент трения.

Для задвижек с углом ф=2°52' tg q>= =0,05, для задвижек с углом ер=5° tg ф= =0,09. В реальных условиях эксплуатации клиновых задвижек коэффициент трения больше указанных величин, поэтому клиновые задвижки обычно работают в условиях самоторможения клина.

В параллельных задвижках угол распорного клина имеет величину порядка ф = 20°. Такие значения ф обеспечивают отсутствие самоторможения клина (при хорошей чистоте поверхностей клина и дисков).

Силовые расчеты задвижек производятся с учетом условий, в которых создается плотное перекрытие среды задвижкой. Рассмотрим основные из них.

При о д н о с т о р о н н е м с а м о у п л о т н е н и и удельное давление на уплотняющих кольцах, необходимое для обеспечения плотности, создается давлением среды, действующим на диск. Для этого должно быть выдержано условие $Q_{ср} > Q_у$, т. е усилие, создаваемое давлением среды на клин или диск, должно быть больше усилия, необходимого для обеспечения плотности.

Для обеспечения плотного перекрытия задвижки удельное давление, фактически действующее на уплотняющих поверхностях колец, должно быть больше удельного давления, необходимого для обеспечения плотности:

$$Ч_к > Я_у$$

Если задвижка работает в условиях самоуплотнения и уплотняющие коЛьца клина и корпуса соприкасаются на полную ширину наиболее узкого из колец, то

$$Я_к \quad \frac{Qср}{л\ D_k b}$$

$$4\,b \qquad y$$

или

$$\frac{*Ь_{Д_у}}{D_к}\ ,$$

При давлении ниже указанного плотность задвижки не будет обеспечена. Таким образом, в задвижках при одностороннем самоуплотнении плотность обеспечивается лишь начиная с определенной величины давления и выше; при давлении ниже этой величины плотность задвижки не гарантируется.

Для ориентировочного определения условий, при которых возможно самоуплотнение задвижек, приведен график на рис. 396. Данные этого графика соответствуют значениям q_y из табл. 108.

В этом случае полости корпуса и крышки заполнены средой даже при закрытой задвижке. Конструкция задвижек, предназначенных для работы в таких условиях, иногда не предусматривает разжимающих элементов для дисков в параллельных задвижках (клин, винт, кулачки и т. д.), вследствие чего между уплотняющими кольцами диска и корпуса сохраняется зазор со стороны входа среды.

Если такая задвижка перекрыта в трубопроводе с неподвижной средой, то независимо от величины давления в трубопроводе плотность перекрытия ее не будет обеспечена до начала движения среды. При этом части трубопровода не будут разобщены до тех пор, пока не начнется движение среды через задвижку и пока расход среды не достигнет величины, создающей перепад давлений, при котором возникнет усилие, достаточное для перемещения диска к кольцу корпуса и плотного прижатия его. Во избежание такого недостатка задвижки, даже предназначенные для работы в условиях самоуплотнения, очень часто снабжаются распорным устройством, которое в данном случае служит в основном для сближения уплотняющих колец диска и корпуса вплоть до их соприкосновения.

Управление задвижками, работающими в условиях самоуплотнения, может производиться с фиксацией достигнутого положения диска в закрытой задвижке — при помощи концевых выключателей.

При одностороннем уплотнении с поджатием задвижка работает в условиях, когда давление среды не обеспечивает самоуплотнения, т. е. когда $Q_{ср} < Q_y$ — усилие, создаваемое давлением среды на диск или клин, меньше усилия, необходимого для создания плотности. Закрывание задвижки производится с поджатием клина шпинделем для создания определенных удельных давлений. При низких давлениях задвижка не обладает достаточной плотностью и дает протечку. Плотность задвижки в этих условиях гарантируется лишь при достижении определенного давления. При меньших давлениях плотность не гарантируется.

Односторонняя гарантированная плотность в задвижке на всем диапазоне давлений от нуля до P_y обеспечивается в том случае, если под действием шпинделя на уплотняющих кольцах задвижки создаются удельные давления, достаточные для создания плотности как при действии среды, так и при ее отсутствии.

С возникновением перепада давлений усилия на кольцах изменяются под влиянием упругости элементов задвижки; при этом величина удельного давления на кольцах со стороны входа среды снижается, а со стороны выхода — повышается. Величина этих изменений зависит от соотношения упругости дисков и корпуса.

В результате действия среды в этом случае плотность обеспечивается в задвижке лишь на стороне выхода среды, и в полость корпуса и крышки может проходить среда.

Задвижки при односторонней гарантированной плотности должны закрываться путем применения ограниченного момента.

Двусторонняя гарантированная плотность в задвижке на всем диапазоне давлений от нуля до P_y обеспечивается тем, что усилие, создаваемое на уплотняющих кольцах действием шпинделя при помощи распорного устройства, гарантирует плотность как со стороны входа, так и со стороны выхода среды, независимо от направления ее движения. После перекрытия задвижки среда в полость корпуса и крышки не проходит.

Закрывание задвижек при двусторонней гарантированной плотности должно производиться с ограничением момента.

Следует считать, что для задвижек наиболее надежным является последний метод уплотнения, т. е. обеспечение двусторонней гарантированной плотности; однако для достижения этого задвижки должны быть изготовлены с особой тщательностью и точностью и корпус должен обладать большой жесткостью, что значительно удорожает изготовление задвижек. Помимо этого, для

обеспечения двусторонней плотности требуется применение больших усилий. В связи с этим обычно ограничиваются обеспечением односторонней гарантированной плотности, а для задвижек больших проходов обычно ограничиваются условиями самоуплотнения.

Рассмотрим силы, действующие на клин задвижки, и удельные давления на уплотняющих поверхностях колец.

Для обеспечения плотности задвижки фактические удельные давления на уплотняющих поверхностях колец q_K должны иметь величину не ниже q_{yi} т. е. должно быть выдержано условие $qK>q_y$.

На величину q_K и характер распределения удельных давлений на поверхностях колец задвижек оказывает влияние ряд факторов: давление среды, усилие вдоль шпинделя, силы трения, конструкция корпуса и клина и т. д.

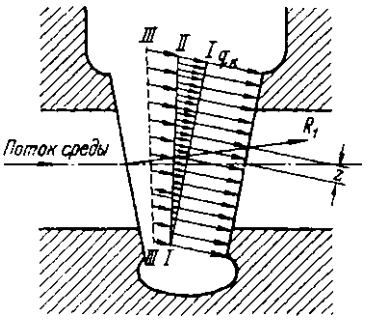


Рис. 397. Диаграмма распределения удельных давлений на уплотняющих кольцах задвижки

Эпюра распределения удельных давлений q_K на кольце корпуса от действия давления среды на клин будет иметь вид линии I — / (рис. 397), расположенной параллельно плоскости кольца.

При закрывании задвижки и перемещении клина вниз между головкой шпинделя и клином возникает сила трения $T_г$, которая, действуя на клин, изменяет распределение удельных давлений на кольце корпуса, в результате чего эпюра давлений приобретает вид линии *II—I*. Такой характер влияния силы $T_г$ на эпюру удельных давлений будет иметь место лишь при условии жесткой конструкции клина и корпуса и пропорциональной зависимости между деформацией и напряжением в уплотняющих кольцах.

Когда клин при движении вниз дойдет до положения, при котором он соприкоснется с уплотняющим кольцом корпуса на стороне входа среды, возникнет дополнительная сила — реакция R_{lt} действующая на правое уплотняющее кольцо корпуса с эксцентриситетом z, зависящим от угла и расстояния между уплотняющими кольцами корпуса. В результате действия силы R_x равномерность распределения удельных давлений еще больше нарушается, и эпюра давлений приобретает вид прямой *III—III*.

Неравномерность распределения дельных давлений, вызванная силой $T_г$ на уплотняющих кольцах задвижек, уменьшается с увеличением диаметра прохода, и для конструкций с большим диаметром прохода она ничтожно мала.

Влияние конструкции корпуса и клина на распределение удельных давлений на уплотняющих кольцах заключается в следующем.

Под действием давления среды корпус задвижки деформируется, и расстояние между уплотняющими кольцами увеличи-

вается (рис. 398). Величина деформации в верхней части корпуса $a_в$ больше, чем в нижней $a_ю$ поэтому повышение давления в корпусе вызывает увеличение угла 2φ между уплотняющими кольцами корпуса на величину 2γ, что, в свою очередь, сказывается на распределении удельных давлений на кольцах. В нижней части корпуса удельные давления на кольцах становятся больше, чем в верхней. Этот фактор сказывается особенно значительно в клиновых задвижках с жестким клином, когда удельные давления на кольцах создаются не действием среды, а принудительным поджатием клина. В результате имеют место, например, такие явления. При уплотнении задвижки путем поджатия клина часто задвижки при испытании дают протечку, которая с увеличением поджатия клина не ликвидируется. Однако достаточно шпиндель повернуть на полоборота обратно, и плотность задвижки обеспечивается. Это явление можно объяснить следующими причинами. Продвигаясь вниз, клин заклинивается между уплотняющими кольцами корпуса, причем наиболее сильно внизу. При возникновении давления в корпусе угол между кольцами увеличивается, а в клине сохраняется без изменения. Это вызывает протечку, так как клин в связи с малой величиной φ, будучи заклинен внизу, не может повернуться, чтобы ликвидировать угловой зазор. Когда клин отжат и освобожден от защемления в нижней части, он под действием гидравлического давления прижимается к кольцу корпуса, что обеспечивает плотность перекрытой задвижки.

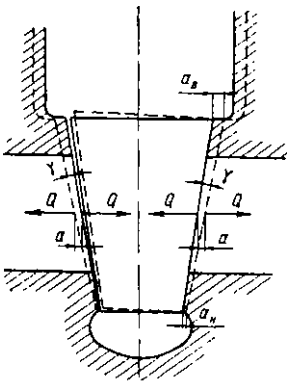


Рис. 398. Перемещения уплотняющих поверхностей корпуса и клина при деформации задвижки

Отсутствие экспериментальных данных пока не позволяет учитывать в расчете влияние неравномерности распределения удельных давлений на работу задвижки, и поэтому условно считают, что они распределены равномерно. Однако анализ влияния жесткости элементов задвижки на работу замка и раскрытие механизма действия этого фактора представляется полезным как для получения практических данных, так и для разработки методики постановки дальнейших исследований.

При работе клина в условиях самоуплотнения, когда реакция входного кольца равна нулю, деформация корпуса оказывает небольшое влияние на плотность задвижки. Существенные изменения могут иметь место, если деформации корпуса превратят уплотняющую поверхность корпуса из плоской в криволинейную, а деформации клина вследствие его жесткости при рабочем давлении не компенсируют искажения плоскости уплотняющего кольца корпуса и между уплотняющими кольцами клина и корпуса

образуются местные зазоры. Задвижки с самоуплотнением работают обычно при больших диаметрах прохода, в этих условиях имеют место большие деформации корпуса. Опыты показали, что даже при значительных деформациях корпуса в задвижках с большим диаметром прохода клкн обычно обеспечивает плотное перекрытие, поскольку его жесткость (жесткость плиты большой площади и относительно малой толщины), как правило, невелика.

В процессе работы задвижки на уплотняющих кольцах корпуса и клина создаются усилия, которые вызывают соответствующие упругие деформации. Приложив на клине вдоль оси задвижки усилие Ro, получим деформацию плоскости кольца корпуса вдоль оси на величину а. Эти величины связаны между собой зависимостью

$$R_o = C\hat{}$$

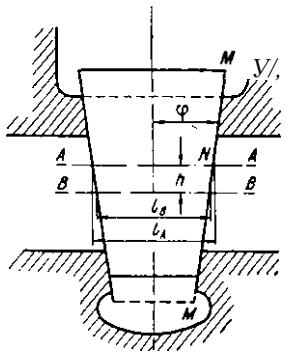


Рис. 399. Схема опускания клина

где $C_а$ — жесткость собранной задвижки в *кГ/мм*, т. е. коэффициент пропорциональности между усилием R_o и перемещением *а* кольца вдоль оси прохода собранной задвижки. Общая деформация корпуса вдоль оси равна *2а.*

Клин также подвергается упругой деформации; обозначим деформацию клина с одной стороны b (общая деформация 2Ь), тогда

$$R_o = C_ь Ь.$$

При деформациях **Kopnyta** собранной задвижки под действием клина, перемещаемого вниз, имеют место следующие явления (рис. 399).

Если после соприкосновения с обоими уплотняющими кольцами корпуса переместить клин на величину Л, то сечение клина *АА* займет положение *ВВ.* При этом корпус и клин получат упругие деформации и расстояние l_A сократится до l_B за счет упругости корпуса и клина.

Для корпуса

$$a = \frac{R_o}{C_п}$$

для клина аналогично

$$\frac{R_o}{C_ь}$$

Таким образом,

$$\frac{2R_0\ (C_д + C_ь)}{C(fib}$$

Поскольку для корпуса и клина R_0 равны, то

$$C_и a = C_ь Ь \quad и \quad - f =$$

Точка N соприкосновения клина и корпуса после опускания клина останется на исходной плоскости ММ лишь в том случае, если $a = b$ или $C_a = C_b$, что бывает редко. При цельном клине $C_a < C_b$ и продвижение клина вниз вызовет смещение точки N вправо от плоскости ММ за счет того, что деформация корпуса будет больше, чем деформация клина. Как указывалось ранее, жесткость корпуса в нижней части больше, чем в верхней (между уплотняющими кольцами); поэтому при продвижении цельного клина вниз в нижней части клина сжимающие усилия будут больше, чем в верхней, и жесткость соединения будет определяться в основном жесткостью нижней части корпуса и клина, чему соответствуют большие значения C_a и C_b.

Уплотняющие поверхности составного или цельного упругого клина, составленного из двух дисков, соединенных в центре перемычкой или стягивающим стержнем, могут устанавливаться в соответствии с изменением угла ф в результате деформации корпуса; при этом значения C_a и C_b определяются конструкцией корпуса и клина в целом при действии сил вдоль оси прохода. При составном клине обычно $C_b < C_a$ в особенности для задвижек большого прохода, следовательно, fc>a, и при продвижении клина вниз точка N будет смещаться влево от исходной плоскости ММ.

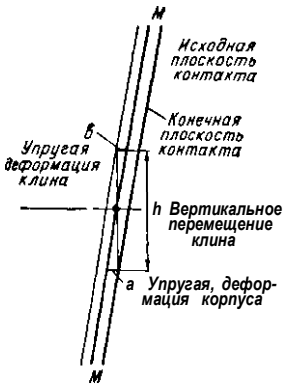


Рис. 400. Схема перемещения уплотняющих поверхностей

Для того чтобы сечение клина А—А заняло место сечения В—В, необходимо, чтобы упругие деформации металла корпуса и клина равнялись величине $1_А$—$/_в$, т. е.

$$1_A - 1_в = 2(a + Ь).$$

Но = h tg ф (рис. 400), тогда

$$h \operatorname{tg} ф = a + Ь.$$

Таким образом,

откуда

Этой формулой выражается зависимость между перемещением клина и горизонтальным усилием R_0 на кольцах (без учета сил трения между клином и корпусом).

Реакции на кольцах $R = R_0 \cos ф$, тогда

Ранее было найдено для клинового соединения (см. рис. 377)

$$Qi = 2/?\sin \phi \ (l$$

где Q_x — усилие вдоль шпинделя.
Подставив найденное значение R, получим

$$<?x = 2A_8 1п.ф$$

отсюда

$$Л = - \frac{Q_z}{2\sin^* cp(l \quad \frac{CgCb}{C_a + Cb}}$$

С помощью этой формулы можно определить величину вертикального перемещения клина под действием силы в пределах упругих деформаций уплотняющих колец корпуса и клина.

Под действием усилия вертикальная система получает деформацию z, которая представляет собой перемещение нижней точки головки шпинделя как результат накопленной упругой деформации шпинделя, гайки, бугеля, крышки и других элементов, составляющих силовую цепь шпинделя.

Из зависимости $Q_x = C_z z$ следует, что

$$z = C_г$$

Значение C_z можно сравнительно несложно определить в результате измерения величин Qi и соответствующих им значений z.

Вертикальное перемещение клина

Реакции уплотняющих колец

$$R = h \ sln<p \quad Ca + Cb$$

ИЛИ

$$R = \frac{Qi}{}$$

Деформация уплотняющих колец (суммарная) равна

$$2a \quad 2Ь = 2h \ tg <p$$

или

$$\sim \sim C \ l \ n \ C \ h \quad \frac{R \ tg \ \Phi}{sm \ \phi \ "cTTCft"} \quad \frac{CaPb}{cos(p \ l \ V \ f \ c \ r}$$

В условиях одностороннего самоуплотнения в корпус проникает среда со стороны входа; поэтому вся полость корпуса и крышки подвержена действию давления.

Деформации корпуса под действием давления среды обычно не выходят за пределы упругости материала. Поэтому $R_р = C_а a_р$, где $R_Р$ — усилие от действия гидравлического давления, вызывающее перемещение колец корпуса вдоль оси на величину $a_р$.

Величина $C_а$ в условиях эксплуатации зависит от жесткости того участка трубопровода, в котором задвижка установлена. Для того чтобы расстояние между кольцами по оси задвижки увеличилось на $2a_{ру}$ необходимо увеличить расстояние между проходными фланцами примерно на ту же величину. Перемещению фланцев препятствует трубопровод. В этих условиях

$$Rp = (C_а + C_г)\ Яр,$$

где $C_т$ — жесткость трубопровода в *кГ/мм*.

Если трубопровод подвешен на опорах, позволяющих свободные перемещения участков, а задвижка установлена с компенсатором, то величина $C_т$ будет невелика по сравнению с $C_а$ и во всяком случае не больше жесткости компенсатора. В трубопроводах малого прохода или высокого давления обычно эти условия имеют место, и лишь в редких случаях (например, в трубопроводах с большим диаметром прохода) жесткость трубопровода может оказывать значительное влияние на упругие свойства задвижек, которые при малых давлениях и больших диаметрах прохода имеют небольшие величины $C_а$. В условиях гидравлических испытаний арматуры на заводских стендах, когда одна сторона задвижки заглушена диском (без применения стяжных болтов или стенда, связывающего оба проходных фланца), можно считать $C_т = 0$.

Усилие $R_р$ вызывается действием давления среды на стенки полости задвижки. Представим

$$R_Р = F_р P_}$$

где $F_р$ — эквивалентная или приведенная площадь поверхности полости задвижки, определяемая из условия $^{2}F_р = -\frac{Rp}{ф}$-; здесь $R_р$ — усилие, которое должно быть приложено вдоль оси задвижки, чтобы произошла деформация a_{Pi} созданная при действии давления Р.

Таким образом,

$$^{a}p — т\ ^\wedge — \qquad г.$$

Величину $F_р/C_а$ определить экспериментально не представляется сложным — путем замера деформаций $a_Р$ при давлениях Р.

В задвижке, закрытой без среды, на кольцах клина и корпуса создаются реакции R_0 и соответствующие им упругие деформации колец *а и Ь.* После подачи давления величина реакции изменяется, так как корпус и клин под действием давления деформируются. Изменения деформаций зависят от величины давления, упругости корпуса и клина и его конструкции (сплошной или составной) и от условий работы задвижки — проходит ли среда в полость корпуса и крышки или плотность обеспечивается на входной стороне и среда в полость задвижки не проходит.

Рассмотрим задвижку со сплошным клином, когда среда проходит в полость задвижки.



Рис. 401. Схема упругой модели задвижки

В результате подачи давления в полость задвижки корпус и клин деформируются, плоскость соприкосновения входного кольца корпуса и клина переместится на величину х и создастся равновесие сил при новом положении плоскости соприкосновения. Перемещения колец корпуса и клина одинаковы, но сила трения на правом кольце будет больше, так как реакция на нем больше на величину Q_{CP}. С левой стороны это усилие $Q'_{ф}$ будет передаваться на корпус не через клин, а непосредственно (действием на заглушку или трубопровод). Рассматриваем действие сил и деформации корпуса в продольном сечении по оси прохода.

В результате заклинивания клина на обоих кольцах создаются реакции R_0, которые вызывают деформацию корпуса на величину $a = \frac{D}{-тЛ}$ и деформацию клина $Ь = \frac{D}{G_{д}}$ с каждой стороны. После подачи давления корпус будет иметь упругую деформацию, созданную действием распирающего усилия + (?я, а клин будет сжат действием усилия $Ro + Q_{CP}$, где *RO* — реакция входного кольца после подачи давления; Q_P — приведенная сила от действия давления среды в корпусе.

Благодаря тому, что при подаче давления расстояние между кольцами в корпусе увеличивается, реакция *RO* будет меньше реакции R_0.

На рис. 401 представлена схема упругой модели задвижки в виде двух пружин: пружины растяжения с жесткостью C_A—модели корпуса и пружины сжатия с жесткостью $C_Ь$ — модели клина.

Мы рассматриваем условия упругой деформации корпуса и клина, образующих замкнутую цепь, когда плоскости колец кор-

пуса и клина не расходятся; поэтому упругие деформации корпуса равны упругим деформациям клина, но с обратным знаком. После подачи давления в корпус упругая деформация корпуса увеличится на величину Да, а упругая деформация клина уменьшится на ДЬ = А*а*. Изменение усилия на плоскости входного кольца корпуса равно

$$Ro + Q_P - Ro = 2A_a C_a.$$

Изменение усилия на плоскости входного кольца клина равно

$$Ro + Qcp - Ro = -2A_b C_b.$$

Обозначим $Aa = Ab = x$. Из полученных уравнений имеем

$$Q_P - Qc_P = 2x\,(C_a + C_6),$$

откуда

$$x = \frac{Q_P - Qcp}{C_a + C_b} = \frac{P(Fp - F_K)}{C_a + C_b},$$

где F_p — приведенная площадь действия давления на корпусе; F_K — площадь по среднему диаметру уплотняющих колец.

Определим значение реакции

$$Ro = 2xC_a + Ro - Q_{cp}.$$

Подставим значение x

$$n' \simeq \frac{C_{oP}(Fp - F_K)}{C_a + C_b} + «o\text{-}Г I'' p,$$

откуда

После преобразований получаем

$$Ro = Ro - PF_p \left| \frac{I}{I} \right.$$

$$\backslash \quad »+\text{-}\&.$$

С помощью этого уравнения можно решить ряд практических задач. Так, приравняв реакцию *Ro* нулю, определим давление, при котором на входном кольце удельные давления будут равны нулю:

$$p = \frac{}{F_p I'} \qquad {}^{F\,P}\text{-}$$

$$^{\wedge}a$$

Приравняв $Ro = Q_y$, где $Q_y = nD_K bq_y$ — усилие, необходимое для уплотнения, можно определить наибольшее давление, до которого будет сохраняться плотность на входе в задвижку,

закрытую без действия среды, и т. д. Следует отметить, что в данном случае не учитывается влияние угла раскрытия 7, образование которого при жестком клине на верхних участках колец может вызвать раскрытие при давлении меньше расчетного Р. При упругом клине угол *у* не должен оказывать существенного влияния на работу задвижки.

Рассмотрим задвижку, закрытую плотно без давления среды в корпусе так, что на уплотняющих кольцах горизонтальные реакции $/?_0 >$ Qy После подачи среды реакция со стороны входного кольца будет равна *Ro,* а на выходном кольце *Ro* + ***Qcp.***

Подставив в полученную для *Ro* формулу $F_P = F_K$, имеем

$$Ro = Ro - PF_K = Ro - Qcp.$$

Таким образом, в рассматриваемом случае реакция входного кольца равна разности между предварительно созданной реакцией и усилием от давления среды Q_{cp} независимо от жесткости составляющих элементов задвижки.

Все рассмотренное относится к задвижкам с цельным клином. При работе задвижки с двухдисковым или составным клином при двусторонней гарантированной плотности в соответствии с уравнением *Ro — Ro — Qcp•* При односторонней гарантированной плотности значение Ro будет несколько отличаться от значений, получаемых по формуле, так как величина силы упругости диска со стороны входа не зависит от давления среды и меняется лишь с изменением величины деформации корпуса.

2. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КЛИН ЗАДВИЖКИ

При перемещении клина в задвижке необходимо преодолевать силы сопротивления, которые возникают в основном вследствие трения между деталями задвижки.

Силы трения в задвижке возникают между уплотняющими кольцами клина и корпуса как со стороны выхода, так и со стороны входа среды. До соприкосновения клина с уплотняющими кольцами корпуса может действовать сила трения между клином и направляющими гребнями корпуса, которая создается давлением среды на клин и моментом на шпинделе, хотя влиянием последнего обычно пренебрегают.

Силы трения между направляющими клина и корпуса и между уплотняющими кольцами клина и корпуса одновременно действовать не могут, поэтому в расчете учитывается лишь одна из них.

В конце закрывания и в начале открывания задвижки, когда клин еще не коснулся уплотняющего кольца корпуса, при наличии перепада давлений действует сила гидравлического давления, составляющая которой Q_s помогает закрыванию и противодействует открыванию (рис, 402),

Вес деталей Q_{Gt} подвешенных к шпинделю, обычно по сравнению с силами, действующими в задвижке, имеет незначительную величину и существенного влияния на ее работу не оказывает даже в том случае, если шпиндель задвижки расположен вертикально. При горизонтальном расположении шпинделя вес этих деталей незначительно увеличивает силу трения между клином и корпусом. Часть момента, действующего на шпинделе, передается на клин и вызывает изменение силы прижатия клина к корпусу, увеличивая удельное давление на одной стороне кольца и уменьшая его на другой. Так как влияние этого фактора сказывается в пределах 2—4%, то при обычных расчетах задвижек он не учитывается.

При силовых расчетах задвижек не учитывается также и сила трения $T_г$ — между головкой шпинделя и клином, которая также очень мало сказывается на величине усилия, необходимого для управления задвижкой.

Рассмотрим процесс закрывания и открывания клиновой задвижки и выявим силы, действующие на клин.

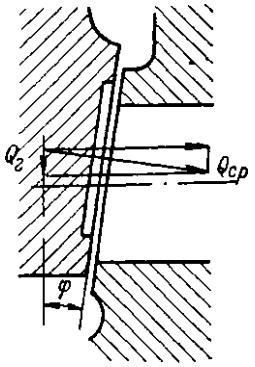


Рис. 402. Схема действия силы Q_e на клин

Перемещение клина при закрывании задвижки в потоке среды протекает следующим образом: клин, опускаясь вниз, постепенно перекрывает отверстие корпуса, вследствие чего увеличивается разность давлений по обе стороны клина, и последний встречает все большее сопротивление увеличивающейся силы трения $T_н$ между направляющими корпуса и клина.

В период, когда клин еще не коснулся уплотняющего кольца, он движется вертикально вниз вдоль направляющих. Сила давления среды $Q_{ср}$, направленная нормально к плоскости уплотняющего кольца, образует угол с направляющими клина, благодаря чему создается дополнительное усилие Q_e (рис. 402), направленное в сторону движения клина и равное

$$Q_e = Q_{ср} \sin ф.$$

Клин при движении вниз коснется одного уплотняющего кольца и благодаря зазору между направляющими начнет двигаться вдоль плоскости уплотняющего кольца. В это время сила давления, среды направлена нормально к плоскости движения и создает лишь силу $T_к$ — силу трения между уплотняющими поверхностями. В дальнейшем, когда клин коснется обоих уплотняющих колец, к действующим силам сопротивления прибавляется сила трения T_{K1} во второй паре уплотняющих колец со стороны входа среды. Величина сил трения между уплотняющими поверхностями в этот момент зависит не только от силы действия

давления среды Q_{cpi} но и от усилия, которым шпиндель действует на клин, Qi (рис. 403).

Таким образом, при закрывании задвижки в потоке среды следует различать три периода движения клина.

1. Движение клина вниз вдоль направляющих со все увеличивающимся перепадом давлений и увеличивающейся силой трения $T_н$ между направляющими корпуса и клина; это будет происходить до соприкосновения клина с одним из колец корпуса (рис. 403, *а).*

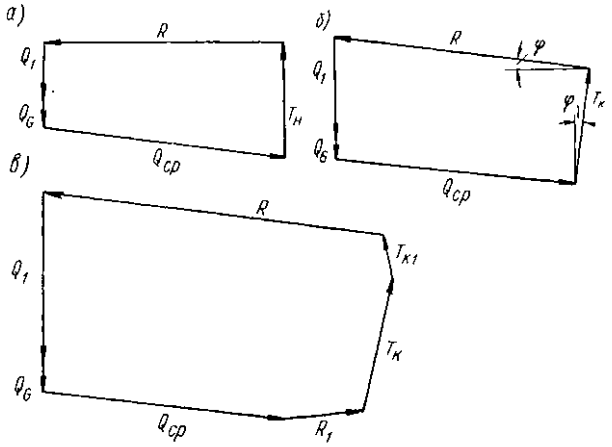


Рис. 403. Многоугольники сил, действующих на клин при закрывании задвижки: Q_1 — усилие вдоль шпинделя, необходимое для перемещения клина; Qq — вес подвижных деталей

2. Движение клина вдоль уплотняющей поверхности кольца корпуса при действии силы трения $T_к$ между кольцами корпуса и клина. Сила трения $T_н$ между направляющими корпуса и клина исчезла, так как появился зазор между ними (рис. 403, б).

3. Движение клина вдоль направляющих между двумя уплотняющими поверхностями колец корпуса (процесс заклинивания) при действии сил трения $T_к$ и T_{KI} между обеими парами колец и при действии реакции кольца R со стороны выхода среды и реакции R_t со стороны входа среды (рис. 403, *в).*

Силы трения имеют следующую величину:

$$T_н = Rh\hat{}h^* \quad T_к = R[x_{Ki} \quad T_{Kl} =$$

где — коэффициент трения между направляющими;

\i$_K$ — коэффициент трения между уплотняющими кольцами.

При открывании задвижки подъем клина начинается скольжением его по уплотняющим кольцам корпуса. Основными силами сопротивления, действующего в этот момент, являются силы тре-

ния между уплотняющими кольцами (с учетом коэффициента трения покоя). При дальнейшем движении клина вверх вдоль уплотняющих колец в результате смещения клина под действием усилия гидравлического давления среды $Q_{ср}$ выбирается зазор между направляющими клина и корпуса, после чего клин начинает двигаться вертикально вверх вдоль направляющих. С этого момента действует составляющая Q_a силы гидравлического давления среды на клин

$$Q_e = Q_{ср} \sin \varphi,$$

направленная в сторону, обратную движению клина; эта сила по мере подъема клина уменьшается в связи с уменьшением уси-

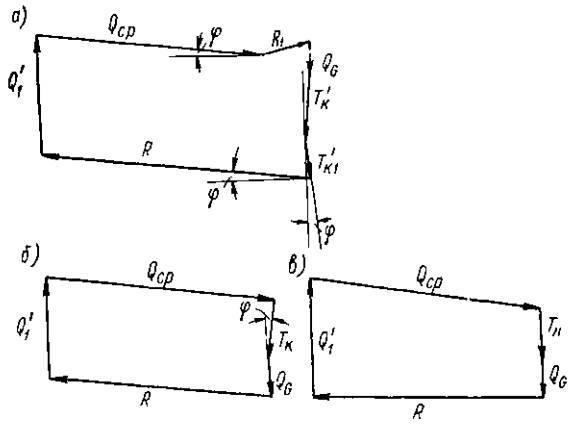


Рис. 404. Многоугольники сил, действующих на клин при открывании задвижки

лия $Q_{Ср}$. Таким образом, и при открывании задвижки в потоке среды движение клина можно разделить на три периода.

1. Расклинивание — когда клин выходит из соприкосновения с уплотняющими кольцами и движется вдоль направляющих вверх (рис. 404, *а*).

2. Скольжение вдоль одного из уплотняющих колец, когда клин отжимается в сторону давлением среды, что происходит до тех пор, пока не выберется зазор между направляющими корпуса и клина (рис. 404, б).

3. Скольжение клина вверх вдоль направляющих, когда клин, прижимаемый потоком среды к направляющим, перемещается вертикально. Основной силой сопротивления движению клина в этот период является сила трения между направляющими, которая по мере подъема клина уменьшается (рис. 404, *в*).

3. РАСЧЕТ УСИЛИЙ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КЛИНА ПРИ ОДНОСТОРОННЕМ САМОУПЛОТНЕНИИ

Закрывание задвижки

При расчете задвижки для условий самоуплотнения обычно считают, что клин полностью перекрывает проход и соприкасается с одним из уплотняющих колец корпуса. Это соответствует моменту, когда сила давления среды на клин имеет наибольшую величину. В другие промежуточные моменты разность давлений среды на поверхность клина меньше и силы сопротивления имеют также меньшую величину. За расчетный принимается второй период закрывания задвижки (рис. 403, б).

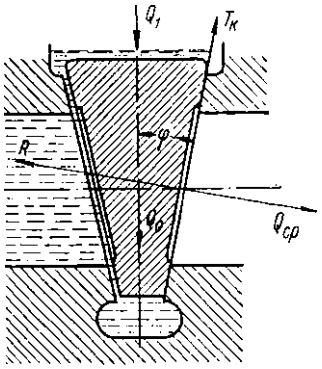


Рис. 405. Схема действия сил на клин при самоуплотнении

Рассмотрим наиболее часто встречающийся случай, когда задвижка установлена в трубопроводе вертикально, маховиком вверх.

Клин, прижатый давлением среды $Q_{ср}$ к уплотняющему кольцу корпуса, перемещается под действием силы Q_2 и силы собственного веса Q_{Gt} которые должны преодолевать силу трения $T_к$ между уплотняющими кольцами (рис. 405).

Из многоугольника сил, приложенных к клину, составленного исходя из условий равномерного движения клина (рис. 403, б), получаем уравнения

$$QI + QG = \# \sin \phi + T_K cosq> - Q_{Cfl} \sin \varphi>,$$
$$R \cos \phi = T_K \sin \phi + Qcp \cos \varphi>,$$

из которых после преобразований имеем

$$Qi = \frac{VkQCP}{\cos \phi (1 - \text{Ік tg } \phi)} \cdot Qo-$$

Для задвижек небольшого прохода, проектируемых для работы в различных положениях, можно принять $Q_G = 0$, тогда

$$\frac{Q}{4l} \quad \frac{V\text{-}kQCP}{\cos cp\ (1 - \text{Ц/ctgcp})}\ '$$

Учитывая малую величину угла ф, можно для практического использования принимать

$$Ql = PKQCP - Qg\cdot$$

Для уплотняющих колец из бронзы и чугуна принимается коэффициент трения $\backslash i_K = 0{,}25$; для колец из углеродистой стали $\backslash i_K = 0{,}30$; для колец из стали Х18Н10Т $\backslash i_K = 0{,}35$.

Такие значительные величины коэффициентов трения между уплотняющими кольцами объясняются тем, что в процессе эксплу-

атации задвижек уплотняющие кольца изнашиваются, что увеличивает силу трения. Кроме этого следует учесть возможность попадания твердых частиц (накипь, песок и пр.) между уплотняющими кольцами.

Открывание задвижки

Усилия, действующие на клин, при расчете принимаются направленными так, как показано на рис. 404, б.

Таким образом, при открывании задвижки второй период движения клина принимается за расчетный. Первый период (расклинивание) в задвижке, работающей в условиях одностороннего самоуплотнения, не должен иметь места. В третий период действует дополнительно составляющая усилия гидравлического давления; однако коэффициент трения имеет меньшую величину, нежели во второй период, когда он принят равным коэффициенту трения покоя. Повышенный коэффициент трения (покоя) \i$_K$ оказывает при расчете больше влияния, нежели Q_a.

Уравнения равновесия имеют вид (рис. 404, б)

$$Q[= Q_{cp} \sin \phi + T'_K \cos \phi + Q_G - R \sin <p,$$

$$R \cos \phi = Q_d p \cos \phi — 7\sin \phi.$$

Преобразуя эти выражения, как и в случае закрывания, получаем

$$П' = \frac{УкЯср}{\cos \phi (1 + \i_к \operatorname{tg} \phi)} + Qg-$$

Учитывая малую величину угла ф, можно для практического использования принимать

$$QI = VKQCP + QG-$$

Коэффициент трения покоя для задвижек можно принимать равным

$$Рк = Li* + 0{,}1.$$

Большие значения коэффициентов трения при расчете усилий, необходимых для открывания задвижек, принимаются с учетом возможности «прикипания» колец, т. е. увеличения молекулярного сцепления между материалом кольца клина и материалом кольца корпуса в результате длительного пребывания задвижки в закрытом положении, когда уплотняющие кольца прижаты друг к другу с большим усилием. Для коррозионностойкой стали Х18Н10Т коэффициент трения принят наибольшим в связи с известными ее свойствами. Когда эту сталь применяют для работы при высокой температуре, коэффициент трения может достигнуть величины \i$_K$ = 0,5-г-0,6.

Когда задвижка работает в условиях самоуплотнения и закрывается перемещением клина до определенного положения, изменение давления в пределах условного не может вызвать увеличения усилия, необходимого для открывания, свыше Qj независимо от того, закрыта задвижка под давлением среды или без давления среды.

4. РАСЧЕТ УСИЛИЙ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КЛИНА ПРИ ОДНОСТОРОННЕМ УПЛОТНЕНИИ С ПОДЖАТИЕМ

Закрывание задвижки

В начале опускания клина в задвижке усилие, необходимое для перемещения клина при действии среды, имеет такую же величину, как и в задвижке, предназначенной для работы в условиях самоуплотнения без поджатия. Это усилие, как ранее было указано, будет увеличиваться по мере увеличения перекрытой площади прохода и перепада давлений, пока не достигнет величины $Q_x = u^* Q_{CP}$.

Так как в рассматриваемых нами условиях уплотнение задвижки действием давления среды не обеспечивается, то с целью достижения плотности перекрытия клин при помощи шпинделя опускают ниже, до соприкосновения его с обоими уплотняющими кольцами корпуса (рис. 403, в).

Уравнения сил, действующих на клин, будут

$$Q_I + Q_g = R \sin \phi + T_K \cos \phi + T_{KI} \cos \phi - Q_{cp} \sin \varphi + \sin \phi;$$

$$R \cos \phi = T_K \sin \phi - T_{KI} \sin \phi + Q_{cp} \cos \phi + Ri \cos \phi.$$

Из этих уравнений получаем

$$Q, = 27?\sin_{\Phi} (1 + \quad - Q_{cp} \sin_{\Phi} [\ 1 + \quad - Q_0,$$

где $p_к$ — угол трения, $\operatorname{tg} p_к = \backslash x_к$.

Для того чтобы обеспечить гидравлическую плотность, необходимо для наших условий создать $R > Q_{yt}$ где $Q_y = nD_K bq_y$. При $R = Q_y$

$$Q_l = 2Q_y \sin_{\Phi} (1 + \quad - Q_{cp} \sin_{\Phi} [\ 1 + \quad] \ - Q_0.$$

По этой формуле усилие вдоль шпинделя, необходимое для обеспечения плотности задвижки, должно определяться лишь при $Q_{cp} < Q_y$. В наихудших условиях при $Q_{Cp} \wedge 0$ и $Q_G \% 0$

$$Q_1 = 2Q_{if}\text{slnq} > \ (\ 1 + f \wedge\ ) .$$

Уменьшение силы Q_x при увеличении давления среды объясняется уменьшением величины реакции и соответствующим уменьшением трения при сохранении той же величины Q_y.

Открывание задвижки

При подъеме клина под действием среды в первый момент движения, когда он еще соприкасается с обоими уплотняющими кольцами корпуса, клин движется вертикально вверх. При дальнейшем подъеме между клином и уплотняющими кольцами образуется зазор; давлением среды клин прижимается к кольцу корпуса на стороне выхода среды и движется после этого вдоль плоскости кольца в пределах хода, допускаемого зазором между направляющими клина и корпуса, после чего клин снова движется вертикально вверх, вдоль направляющих корпуса.

В качестве расчетной принимается величина усилия, необходимая для подъема клина в первый период движения (рис. 404, *а).*

Уравнения равновесия сил, действующих на клин в данный момент, имеют вид

$$Q\backslash = Qcp \sin \phi - R\backslash \sin \phi - f\text{-} Q_g + T_к \cos \phi + T'_{кX} \cos \varphi - R \sin \gamma;$$

$$R \cos \phi = Qcp \cos \gamma + R\backslash \cos \phi - 7\backslash \sin \phi + T'_K\backslash \sin \phi.$$

Из приведенных уравнений получаем

$$Q_x = 2R \sin \phi \; I \; fjrjp \quad 1 \quad Qcp \sin \phi \quad \frac{\operatorname{tg} (Р_к - Ф)}{\operatorname{tg} v} \quad 1$$

Усилие R (зависящее и от R_x) может иметь разное значение в зависимости от условий, при которых происходит закрывание и открывание задвижки. В соответствии с этим усилие Qi также зависит от условий, при которых происходит закрывание и открывание, а также от величины $Q_{\pm}$.

Рассмотрим основные случаи.

Если задвижка закрыта с усилием, которое обеспечивает создание удельного давления на уплотняющих кольцах, необходимого для плотного перекрытия, то можно подставить $R = Q_{уу}$ тогда

$$Qi = 2Q^{\sin \phi} \quad \frac{^{(Рic - Ф)}}{\operatorname{tg} Ф} - 1$$

Значение Q_x для разных конструкций задвижек приведено в табл. 131 и 132, в которых коэффициенты трения приняты с учетом эксплуатационных условий.

Если задвижка закрыта с усилием Q_{lt} превышающим усилие, необходимое для закрывания ее при действии давления среды, то усилие взаимодействия между уплотняющими кольцами клина и корпуса равно

$$d_{-} \frac{o_I + o_{CP} \cos \phi \, [\operatorname{tg} (px + \phi) + \operatorname{tg} \phi] + o_G}{2 \cos \phi \, (\operatorname{tg} \phi + p^*)}$$

$$\frac{/cp}{\text{tg } \phi + 1}$$

В результате получаем

$$Qi = \{Qi + Qcp \cos \Phi [\text{tg } (p_K + \Phi) + \text{tg } \phi] + Q_G 1 -$$

$$- Qcp \cos \phi [\text{tg } (\text{рк} - \phi) - \text{tg } \phi] + Q_4.$$

Если закрывание произвести при отсутствии среды, а открывание под давлением, то величина Qi будет иметь иное значение, зависящее от упругих свойств корпуса и клина задвижки.

После закрывания задвижки без среды имеем

$$R = \frac{QI + QG}{2 \cos \Phi (\text{tg } \phi + \backslash i_K)}$$

Создав после этого давление, получим на входной стороне

$$Ri = R - PFpeosy \quad I \; 1 \quad 1\text{-}m\text{-}$$

V

на выходной стороне

$$R' = R + Qcp\text{-}PFp \; \text{C05}\phi \quad 1 \quad g\text{-}$$

V $\quad 1 + " \text{ c } \Gamma$

5. РАСЧЕТ УСИЛИЙ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КЛИНА ПРИ ОДНОСТОРОННЕЙ ГАРАНТИРОВАННОЙ ПЛОТНОСТИ

В данном случае должно быть обеспечено плотное перекрытие задвижки для всего диапазона давлений от нуля до P_y только действием шпинделя, без учета действия давления среды. Под действием давления среды может начаться пропуск среды во внутреннюю полость задвижки со стороны входа.

Закрывание задвижки

Расчетным является третий период закрывания, при котором в соответствии с заданными условиями на уплотняющих кольцах при отсутствии среды нужно действием шпинделя создать усилие Q_y, необходимое для обеспечения плотности.

Из многоугольника сил на рис. 403, *в* с учетом $Q_{ср} = 0$ получаем

$$Q_1 = 2Q, \sin_\Phi \; (1 + Ji!L)_Q_0.$$

При закрывании задвижки в потоке среды необходимо усилие

$$Q_L - 2 * \sin_\Phi (1 + \quad - Q_{CP} \sin_\Phi [1 + \quad - QO\text{-}$$

которое определено нами ранее из условия совместного действия шпинделя и среды. В рассматриваемых условиях мы должны обеспечить уплотнение на кольцах даже в том случае, если в закрытой задвижке действие среды будет мало, т. е. $Q_{ср}$ % 0.

Для того чтобы выяснить, какими условиями следует задаваться при расчете задвижки в данном случае, рассмотрим действие сил в закрытой задвижке при выключенном приводе.

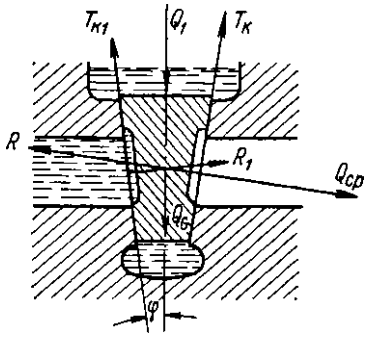


Рис. 406. Схема действия сил на клин при поджатии клина шпинделем

Представим себе задвижку, закрытую во время движения потока среды, на клин которой действует усилие шпинделя Q_x. Если давление среды будет снижаться, то сила трения между кольцами уменьшится, и клин под действием усилия Qi, передаваемого шпинделем, благодаря действию сил упругости может перемещаться вперед (вниз). Усилие Q_r будет уменьшаться, а реакции R и R_t по мере перемещения шпинделя вниз будут увеличиваться. Этот процесс будет продолжаться до тех пор, пока не наступит новое равновесие сил при меньшем значении силы Величину перемещения клина и усилия на шпинделе и кольцах можно определить с учетом жесткости корпуса клина и шпинделя с помощью приведенных ранее формул.

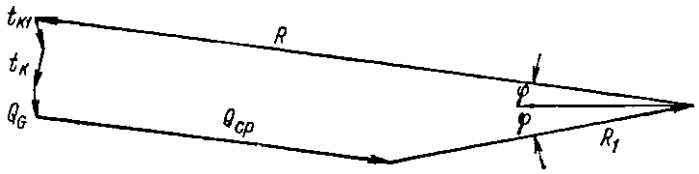


Рис. 407. Многоугольник сил, действующих на клин в закрытой задвижке при наличии давления среды во внутренней полости

Следует заметить, что даже и тогда, когда действие усилия прекратится, плотность задвижки может не нарушиться, так как угол ф невелик и tg <p < \iK\ поэтому клин и корпус образуют самотормозящуюся пару. В этом случае при действующих силах, приведенных на рис. 406, многоугольник сил будет иметь вид, показанный на рис. 407. Силы t_K и t_{K1} имеют величину, необходимую для предотвращения движения клина вверх под действием реакций R и R_t и, таким образом, являются лишь частью сил $T_к$ и $T_{к1}$.

Из многоугольника сил (рис. 406) видно, что при $Q_{ср}$ = 0 реакции R и $R_{\pm}$ равны, т. е. $R = R_v$

Для обеспечения плотного перекрытия задвижки необходимо при отсутствии среды создать условие

$$R = Ri = Q_y.$$

При закрывании задвижки в потоке среды для создания гарантированной плотности расчет следует вести исходя из условий $R = QCD + Qy$ и $RI = Q_Y>$ тогда из многоугольника сил (рис. 403, *в)* получаем

$$Qi = 2\ (Q_{,} + Q_{cp})\ (1 + \quad \text{Sin}\ \phi - Q_{cp}\ \sin\phi\ [\ 1 + \quad - Qo.$$

Открывание задвижки

Усилие, необходимое для подъема клина в начальный момент его движения, когда он еще соприкасается с обоими уплотняющими кольцами, имеет величину согласно многоугольнику сил на рис. 404, *а:*

$$Q[= 2/?\cos\phi \quad — \text{tg}\ \phi) — Q_{cp}\cos\phi\ [\text{tg}\ (p« — \phi) — \text{tg}\ \phi] + Qg•$$

Если открывание происходит без потока среды после закрывания, также выполненного без потока среды, то принимая $Q_{cp} = 0$ и $R = Q_{yy}$ получаем

$$\frac{\cdot\ У_К}{№\ Ф}$$

Если открывание происходит в потоке среды после закрывания, также выполненного в потоке среды, то принимая $R = Q_y + Q_{cp}»$ имеем

$$Q[\quad = \quad 2(Q_Y+Q_{CP})$$

$$— Qcp\ \text{sintp}\ \frac{^\ (P*-Ф)}{} \quad 1\ +\ QC$$

Эта формула принимается в качестве расчетной. Она применима и для случая, когда открывание происходит без среды после закрывания, выполненного в потоке среды. Когда произойдет падение давления, то благодаря упругости корпуса сила взаимодействия колец корпуса и клина (при упругом корпусе) сохранится. При жестком корпусе величина Qi снизится. Это относится к работе задвижек как при односторонней, так и двусторонней гарантированной плотности.

Если открывание происходит в потоке среды после закрывания, выполненного с произвольной силой Q_{lf} без потока среды, то усилие, необходимое для подъема клина в начальный момент движения, равно

$$Qi = \quad + \quad (Qi + Qo) + \quad ^{\cos}\ Ф \quad - \quad - Ф) - \text{tg}\ Ф] - QG.$$

6. РАСЧЕТ УСИЛИЙ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КЛИНА ПРИ ДВУСТОРОННЕЙ ГАРАНТИРОВАННОЙ ПЛОТНОСТИ

Для создания двусторонней гарантированной плотности в задвижке обе стороны клина должны быть плотно прижаты к уплотняющим кольцам корпуса, чтобы во внутреннюю полость задвижки не могла проникнуть среда (рис. 408). Для выполнения этого условия необходимо иметь Q_9.

В закрытой задвижке при отсутствии силового воздействия шпинделя на клин силы, действующие на клин, образуют многоугольник, показанный на рис. 409. Здесь сила давления среды $Q_{ср}$ направлена не параллельно реакции R, а под углом к ней в связи с тем, что при отсутствии давления среды во внутренней полости задвижки сила $Ц_{ср}$ действует на входную сторону клина.

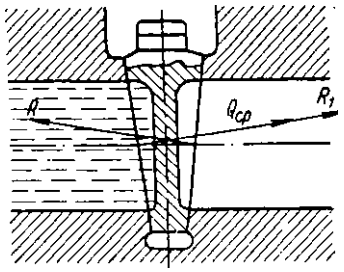


Рис. 408. Направление усилия от давления среды на клин при двусторонней гарантированной плотности

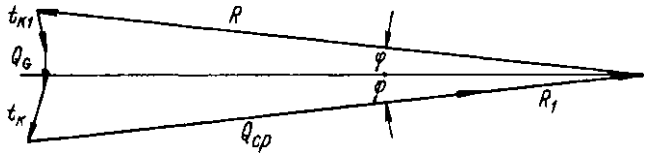


Рис. 409. Многоугольник сил, действующих на клин в закрытой задвижке при отсутствии давления среды во внутренней полости

Закрывание задвижки

В конце закрывания задвижки схема действия сил на клин имеет вид, изображенный на рис. 410; в соответствии с этим уравнения равновесия перемещаемого клина будут выражаться следующим образом:

$$Qi + Q_g = Q_{ср} \sin \phi + R \sin \phi +$$
$$+ T_K \cos \phi + T_{K1} \cos \phi + R_x \sin \phi;$$
$$R \cos \phi = Q_{ср} \cos \phi + R_i \cos \phi +$$
$$+ T_K \sin \phi - T_{K1} \sin \phi.$$

После преобразований получим

$$Qi = 2R \cos \phi (\operatorname{tg} \phi + i_K) - Q_{ср} \cos \phi [\operatorname{tg} (\phi + \rho^*) -$$
$$- \operatorname{tg} \phi] - Q_0.$$

Для того чтобы во внутреннюю полость задвижки не могла проникнуть среда, необходимо при отсутствии среды в задвижке создать при закрывании $R = R_x = Q_y + Q_{ср}$, тогда

$$Qi = 2\,(Q_Y + Q_{ср})\cos\phi\,(\mathrm{tg}\,\Phi + \mathit{II}_K) - Q_Q.$$

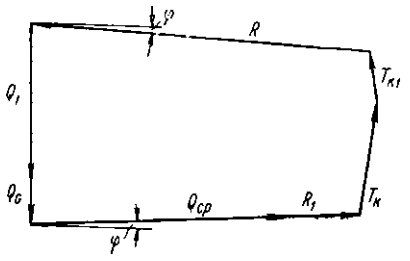


Рис. 410. Многоугольник сил, действующих на клин при закрывании задвижки В условиях двусторонней гарантированной плотности

Эта формула и является расчетной, так как предусматривает плотное перекрытие задвижки независимо от направления движения среды.

Открывание задвижки

При открывании задвижки без похока среды усилие, необходимоедля перемещения клина в начальный момент подъема,

$$Qi = 2\,(Q_Y + Qcp)\cos\phi\,(\mathit{I}_K - \mathrm{tgj?}) + Q_g.$$

Работа задвижек в условиях двусторонней гарантированной плотности имеет большие достоинства, ***так*** как при этом обеспечивается повышенная плотность перекрытия (два замка) и в полость задвижки давление не проникает; это улучшает условия работы сальникового узла и уменьшает распирающее усилие в задвижке от действия давления среды. Однако обеспечение двусторонней плотности требует применения повышенных моментов и усилий на маховике. Особенно большая разница в необходимых усилиях создается при высоких давлениях. Двусторонняя плотность практически легко осуществима при малых давлениях среды в задвижках с составным клином путем весьма тщательной притирки уплотняющих поверхностей. В остальных случаях достичь ее трудно, и обычно расчет задвижек ведут для условий односторонней гарантированной плотности.

Приведенный выше анализ усилий, необходимых для перемещения клина в зависимости от условий работы задвижки, позволил установить расчетные формулы и выявить влияние различных факторов на величину усилий на шпинделе, необходимых для управления задвижкой.

При использовании полученных формул следует иметь в виду, что они выводились с учетом определенных свойств задвижки, характеризуемых упругостью ее деталей.

Вполне возможные отклонения от принятых нами условий могут сказаться и на величине усилий, необходимых для управления задвижкой.

В табл. 131 и 132 приведены расчетные формулы для определения наибольших усилий, необходимых для перемещения клина

Таблица 132

Наибольшие усилия, необходимые для перемещения клина в клиновых задвижках с углом уклона клина <р = 2°52'

Условия обеспечения плотности		Материал уплотняющих колец корпуса и клина		
		Латунь или чугун $f_к$ = 0,25; $f'_к$ = 0,35	Сталь углеродистая $f_к$ = 0,30; = 0,40	Сталь коррозионностойкая Х18Н10Т = 0,35; = 0,45
Одностороннее самоуплотнение (только при $Q_{ср} > Q_у$)	Конечный момент закрывания	$Q_1 = 0,25Q_{ср} - Q_G$	$Q_х = 0,30(Q_{ср} - Q_G$	$Q_1 = 0,35(Q_{ср} - Q_G$
	Начальный момент открывания	$Q_1 = 0,35Q_{гр} + Q_G$	$Q_1 = 0,40Q_{ср} + Q_G$	$Q_1 = 0,45Q_{ср} + Q_G$
Одностороннее уплотнение с поджатием (только при $Q_{ср} < Q_у$)	Конечный момент закрывания	$Q_1 = 0,60Q_у - 0,35Q_{ср} - Q_G$	$Q_х = 0,70(Q_у - 0,40Q_{ср} - Q_G$	$Q_1 = 0,80(Q_{ср} - 0,45Q_{ср} - Q_G$
	Начальный момент открывания	$Q_1 = 0,600 - 0,25Q_{ср} + Q_G$	$Q_1 = 0,70Q - 0,30Q_{ср} + Q_G$	$Q_1 = 0,80(Q_{ср} - 0,35Q_{ср} + Q_G$
Односторонняя гарантированная плотность	Конечный момент закрывания	$Q_1 = 0,60Q_у + 0,25Q_{ср} - Q_G$	$Q_1 = 0,70Q_у + 0,30Q_{ср} - Q_G$	$Q_1 = 0,80(Q_у + 0,35(Q_{ср} - Q_G$
	Начальный момент открывания	$Q_1 = 0,60(Q_у + 0,35Q_{гр} + Q_G$	$Q_1 = 0,70(Q_у) + 0,40Q_{ср} + Q_G$	$Q_1 = 0,80(Q_у + 0,45Q_{ср} + Q_G$

в клиновых задвижках с различными уплотняющими кольцами. Формулы даны для работы задвижек при различных условиях с учетом применяемых коэффициентов трения для каждого из материалов колец. Значения коэффициентов трения учитывают сложные условия эксплуатации задвижек. В тех случаях, когда средой является вязкая жидкость с хорошей смазывающей способностью, предохраняющая уплотняющие кольца и шпиндель от коррозии, коэффициенты трения, принятые в таблицах могут быть значительно снижены вплоть до величины, равной 50% от приведенных. Значение $Q_и$ для вязкой среды может быть снижено на 30%.

При испытаниях задвижек на машиностроительных заводах, где происходит их изготовление, усилия и моменты на маховике, необходимые для управления задвижкой, также требуются меньшие, чем в условиях эксплуатации.

Наибольшие усилия, необходимые для перемещения клина в клиновых задвижках с углом уклона клина ф = 5°

Условия обеспечения плотности		Материал уплотняющих колец корпуса и клина		
		Латунь или чугун $ц_к$ = 0,25; $ц'_к$ = 0,35	Сталь углеродистая = 0,30 ti'k - 0,40	Сталь коррозионностойкая Х18Н10Т = 0,35; V.k = 0.45
Одностороннее самоуплотнение (только при *Qcp ^ Qy)*	Конечный момент закрывания	<?! = 0,26 Q_{Cp}- -*QG*	*Qi = 0,31* Q_{Ci}- -*Qo*	<?! = 0,36 *Qcp*— -*Qo*
	Начальный момент открывания	<?;=0,34<?$_{ср}$+ + *QQ*	<?;=0,39<?$_{ер}$+ + *Qa*	*Q[* = *OMQ*$_{ср}$+ + *Qo*
Одностороннее уплотнение с поджатием (только при *Qcp < Qy)*	Конечный момент закрывания	==0,67Q^— — 0,43$Q_{ср}$ - - *Q G*	*Qi = 0,77*Q_y- — O.480CP — -*Qo*	*Qi = 0,87*Q_y - — *OMQcp* - -*Qo*
	Начальный момент открывания	*Q[=0,52*Q_y- -0,17 Q_{Cp} + + *QG*	*Q[= 0,62*Q_y- -0,21 $Q_{ср}$ + + <?G	*Q\=0J2*Q_y- -0,26 Q_{Cp} + + *Qo*
Односторонняя гарантированная плотность	Конечный момент закрывания	*Q*$_t$ = *0,67*Q_y + + 0,24*Q*$_{Cp}$ - *QG*	*Qi = 0,77*Q_y + + 0,290c - -*Qo*	*Qi = 0,87Qy* + + 0,33 *Qcp* — -*Qo*
	Начальный момент открывания	*Q[* = 0,520, + + 0,36 *Qcp* + + *QG*	<?; = 0,629$_v$ + + 0,41Qcp + + <?o	*Q[* = 0,720, + + 0,46 *Qcp* + + *Qo*

Усилия или моменты, прилагаемые к шпинделю при ручном управлении задвижками, в реальных условиях эксплуатации точно не соответствуют рассчитанным и во многих случаях зависят от физических данных и опыта человека, управляющего задвижкой, а коэффициенты трения в большой степени зависят от состояния задвижки и условий эксплуатации. Поэтому нельзя быть уверенным в том, что задвижка, рассчитанная для условий самоуплотнения, в реальных условиях будет работать с поджатием, или наоборот.

Этот факт не умаляет значения приведенного выше материала, а требует лишь получения для расчетов более тщательно проверенных данных об условиях эксплуатации задвижек.

7. РАСЧЕТ УСИЛИЙ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ДИСКОВ В ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ ЗАДВИЖКЕ С КЛИНОВЫМ РАСПОРОМ

Отличие расчета параллельной задвижки с клиновым распором от клиновой объясняется особенностями ее конструкции, которые заключаются в том, что в параллельной задвижке диски расклиниваются распорным клином, расположенным между ними, под действием усилия, передаваемого шпинделем. Такая задвижка (рис. 411), так же как и клиновая, может работать при условиях

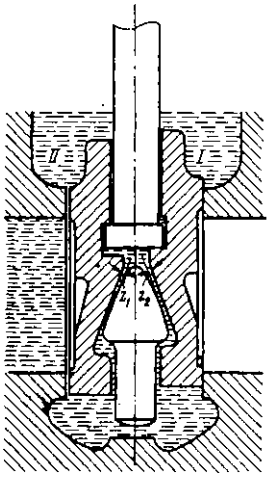


Рис.411. Положение дисков при закрывании параллельной задвижки с клиновым распором

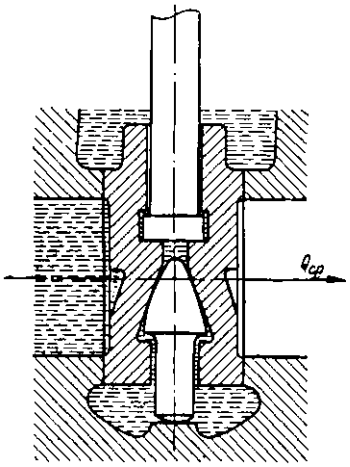


Рис.412. Положение дисков в закрытой параллельной задвижке с клиновым распором

одностороннего самоуплотнения, самоуплотнения с поджатием, односторонней гарантированной плотности и двусторонней гарантированной плотности.

Работа параллельной задвижки с клиновым распором протекает следующим образом.

При закрывании задвижки шпиндель перемещает вниз диски, которые несут с собой клин. При наличии потока диск / прижимается давлением среды к кольцу корпуса и оказывает сопротивление движению шпинделя; диск II удерживается заплечиком шпинделя. После того как клин коснется корпуса и остановится, шпиндель еще некоторое время будет перемещать диск /, уменьшая зазоры ?! и z_2 ($Р^{ис}$- 411) до нуля, после чего клин «выжмет» диск II кверху, и, следовательно, в шпиндель будут упираться уже оба диска (рис. 412). С перемещением дисков вниз удельные давления на уплотняющих кольцах все увеличиваются. При действии среды величины удельных давлений на уплотняющих кольцах дисков *I и II* различны.

Рассмотрим условия равновесия дисков.

Усилия, действующие на диск / (рис. 413):

Часть усилия вдоль оси шпинделя	cQ_1
Усилие, создаваемое давлением среды	$\frac{Q_{ср}}{R}$
Реакция уплотняющего кольца корпуса	
Сила действия клина	N
Сила трения между уплотняющими кольцами	$T_к$
Сила трения между клином и диском	T_N
Сила трения между головкой шпинделя и диском	$T_г$

Усилия, действующие на диск *II* (рис. 414):

Часть усилия вдоль оси шпинделя	$(1-c)\,Q1$
Реакция уплотняющего кольца корпуса	1
Сила действия клина	N
» трения между уплотняющими кольцами	$T_к$!
» трения между клином и диском	$T_ы$
» трения между головкой шпинделя и клином	.

Сила трения между головкой шпинделя и диском $T_г$ имеет обычно небольшую величину и сказывается лишь на распределении удельных давлений на поверхности уплотняющих колец задвижек небольшого диаметра прохода, и то в сравнительно небольшой степени. Для того чтобы чрезмерно не усложнять расчет, силу трения $T_г$ учитывать не будем.

Характер распределения удельных давлений, создаваемых силой N на поверхности уплотняющих колец, зависит от точки приложения этой силы к дискам. Для равномерного распределения удельных давлений необходимо, чтобы точка С (пересечение линий действия силы N с плоскостью соприкосновения уплотняющих колец корпуса и дисков) лежала на геометрической оси проходных отверстий (рис. 415, *в*).

Действительное положение точки C зависит от геометрии клина и дисков, которые изготовляются путем отливки без механической обработки и могут иметь значительные отклонения от заданных размеров. Влияние этих отклонений показано на рис. 415, а и б.

Если клин изготовлен с углом ср большим, чем в диске, то точка C сместится вниз и уплотняющие поверхности в нижней части будут лучше уплотнены, нежели в верхней, и наоборот. Учитывая влияние силы трения $T_г$, следует признать, что целесообразно иметь в дисках угол ср больший, чем в клине.

Для равномерного распределения удельных давлений на уплотняющих кольцах усилие N должно действовать в вертикальной плоскости симметрии.

Горизонтальное сечение дисков и клина в обычных конструкциях параллельных задвижек с клиновым распором, изображенном на рис. 416. Поверхность клина здесь может соприкасаться с диском в двух точках *I* и *II*. Практически в обеих точках соприкос-

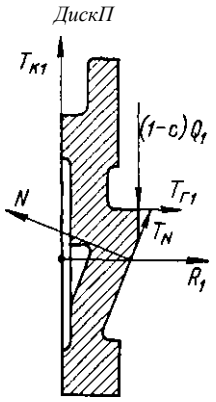


Рис. 413 Схема действия сил на диск *II*

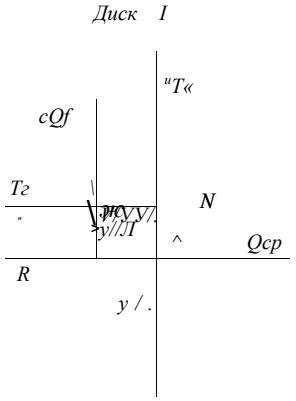


Рис. 414. Схема действия сил на диск /

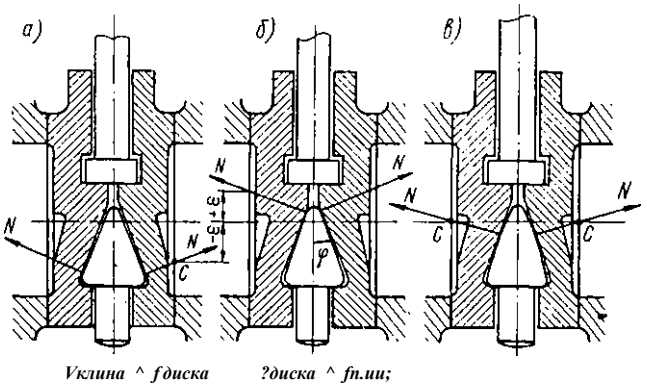


Рис. 415. Точки приложения силы *N* при разных углах клина и диска

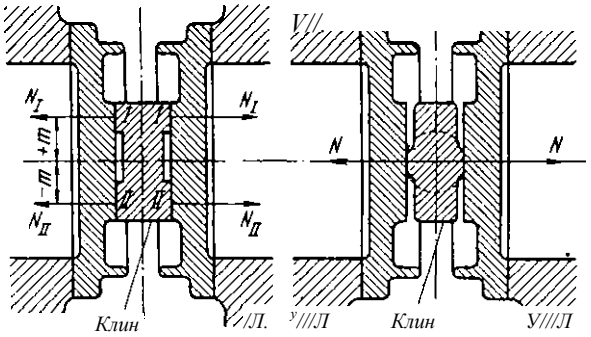


Рис. 416. Возможные точки соприкосновения клина и диска

новения клина и диска не произойдет (поверхности клина и дисков литые); следовательно, действовать будет либо сила Nj, либо сила N_{Ut} которые приложены к диску на расстоянии m от оси, что повлечет неравномерное распределение удельных давлений на поверхности уплотняющих колец. Отсюда следует, что конструкция плоского клина не может обеспечить хорошей работы узла. Более правильная конструкция изображена на рис. 415, б и самая правильная (сферический клин) — на рис. 415, *в*. Влияние величин е и т н а неравномерность распределения удельных давлений будет тем больше, чем больше е и т и чем меньше диаметр прохода задвижки. Для задвижек с диаметром D_y ^ 500 *мм* и

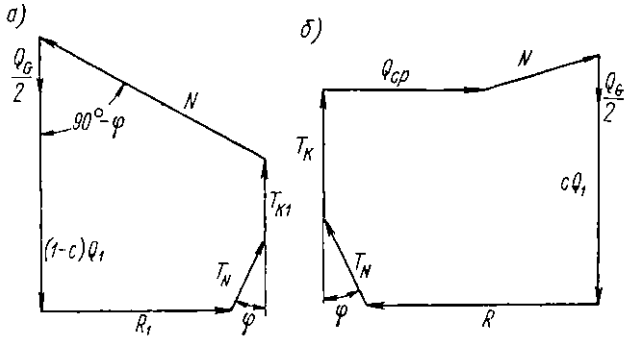


Рис. 417. Многоугольники сил, действующих на диск *II* (*а*) и диск *I* (*б*)

больше эти величины по сравнению с D_y настолько незначительны, что существенного влияния на работу задвижки не оказывают.

Расчет задвижек будем рассматривать для наиболее правильной конструкции (рис. 415, *в*).

При определении степени плотности закрывания задвижки решающую роль играют величины реакций уплотняющих колец корпуса R и R_{lt} которые для обеспечения плотности не должны быть меньше усилия Q> обеспечивающего плотность замка затвора.

Для определения величин R и R_x строим многоугольник сил (рис. 417) для диска / и диска *II*.

Уравнения равновесия имеют вид:

для диска I

$$R = Qcp + N \cos \phi — T_N \sin \varphi;$$

$$cQ_I = N \sin \phi + T_K + T_N \cos \phi - ;$$

для диска *II*

$$R_x = N \cos \phi — T_N \sin \phi;$$

$$(1 - c)\ Q_x = N \sin \phi + T_{KI} + T_N \cos \phi - .$$

Имея заданными величины Q_{cpt} Q_{lt} $T_к$ и T_N, можно найти значения R и R_{lf} a также c и N.

Рассмотрим действие задвижки при различных условиях.

При односторонне м самоуплотнении *(Qcp Q_y)* усилие на шпинделе, необходимое для перемещения дисков, определяется силой трения между уплотняющими кольцами (без учета Q_G): при закрывании Q_x = n,cQ$_{tp}$, при открывании Qi = $\backslash i'_K Q_{cp}$.

Работа клина при этом сводится к подводу дисков вплотную к уплотняющим кольцам корпуса, что особенно необходимо, когда отсутствует поток среды. Следует учесть, что надежная работа задвижки по принципу самоуплотнения может быть осуществлена лишь при достаточно больших значениях D_y и P^.

При односторонне м уплотнении с поджа- т и е м усилие на шпинделе, необходимое для перемещения дисков при закрывании, определится из уравнения

$$Q_г = 2R\ [\mathrm{tg}\ (\Phi + p_{„}) + (ij - Q_{cp}\ [2\ \mathrm{tg}\ (\Phi + p_{„}) + (ij - Q_G,$$

которое получается из уравнений равновесия сил, приложенных к дискам.

Так как параллельные задвижки обычно бывают с чугунными или латунными уплотняющими кольцами, для наиболее распространенного значения угла ф = 20° имеем

$$Q_1 = 2,14\ R - 1,89\ Q_{cp} - Q_G.$$

Здесь принято $\backslash i_K$ == 0,25 — коэффициент трения между уплотняющими кольцами;

(Хдг = 0,35 — коэффициент трения между клином и диском (поверхности не обработаны);

Рдг — 19°20′ — угол трения, соответствующий значению = 0,35.

Задавшись $R = Q_{yy}$ имеем

$$Q! = 2,14Q, — 1,89\ Q_{cp} - Q_g.$$

В начальный момент открывания усилие вдоль шпинделя имеет величину и направление силы При подъеме шпинделя сначала выбирается «мертвый ход» шпинделя, клин освобождается, так как клиновое соединение в данной конструкции несамотормозящееся, после чего в начале подъема дисков усилие, необходимое для перемещения дисков, имеет величину

$$Qi = HkQcp + Qg.$$

В качестве расчетной должна быть принята величина, наибольшая из этих двух.

При односторонней гарантированной плотности задвижки на всем диапазоне от нуля до P_y усилие на шпинделе, необходимое для закрывания задвижки без потока среды, имеет величину

$$Ql = 2Q_y\ [\text{tg}\ (\Phi + \text{p}_{\text{„}}) + [i_K] - Q_G.$$

Подставляя числовые значения, приведенные выше, получаем

$$Q_г = 2{,}14\text{Q}_\text{y} — Q_g.$$

При закрывании в потоке среды следует обеспечить условие $R = Q_y + Qcp\,y$ тогда

$$\text{Qi} = 2\ (Q_y + Qcp)\ [\text{tg}\ (\Phi + \text{p}_{\text{„}}) + \text{M} -$$

$$- Qcp\ [2\ \text{tg}\ [\Phi + P_N) + \text{M} - Qg-$$

Подставляя принятые числовые значения, имеем

$$Q_l = 2MQ_y + 0{,}25Q_{cp}\text{-}Q_G.$$

Следовательно, усилие закрывания задвижки в потоке больше, чем при отсутствии его.

При открывании задвижки на шпинделе в начальный момент будет действовать усилие, по величине и направлению равное Q_{lt} а затем, после того как будет выбран «мертвый ход» шпинделя, усилие, необходимое для подъема дисков, станет равным

$$\text{Qi} = \text{VKQcp} + \text{QG}.$$

При двусторонней гарантированной плотности на всем диапазоне давлений от нуля до P_y усилие вдоль шпинделя должно обеспечить такую плотность перекрытия, при которой во внутреннюю полость задвижки не проходила бы среда.

При закрывании задвижки без потока среды следует обеспечить условие $R = Ri = Q_y + Q_{cp}$\ тогда при возникновении давления среды с любой стороны между уплотняющими кольцами будет продолжать действовать сила Q_y, обеспечивающая плотность соединения. Для этих условий выражение усилия на шпинделе, необходимого для закрывания, имеет вид

$$\text{Qi} = 2\ (Q_y + QCP)\ [\text{tg}\ (\Phi + \text{Рк}) + \text{MTJ} — QG\text{-}$$

При открывании задвижки усилие на шпинделе вначале имеет величину и направление, равное силе Q_x, а затем становится равным $Qi = \backslash i_K Q_C p + \text{QG}$. Расчетной является величина Qi = Qi. Как указано выше, ввиду больших требуемых усилий расчет на двустороннюю плотность ведется лишь в исключительных случаях.

В табл. 133 приведены формулы для определения усилий на шпинделе, необходимых для управления параллельными задвижками с клиновым распором при угле наклона клина ф = 20°.

Таблица 145

Наибольшие усилия, необходимые для перемещения дисков в чугунной параллельной задвижке при угле наклона клина ф = 20°

Условия обеспечения плотности		Уплотняющие кольца из чугуна или латуни $ц_д = 0{,}25$; $\mu'_к = 0{,}35$
При одностороннем самоуплотнении (только при $Q_{CP} > Q_Y$)	Конечный момент закрывания	$Q_i = 0{,}25\,Q_{CP} - Q_G$
	Начальный момент открывания	$Q_i = 0{,}35Q_{ср} + Q_G$
При одностороннем уплотнении с поджатием (только при $Q_{CP} < Q_y$)	Конечный момент закрывания	$Q_L = 2MQY - WQCP - QG$
	Начальный момент открывания	Принимается наибольшая величина $Q_I = Q_L$ или $Q_I = 0{,}35Q_{ср} + Q_G$
При односторонней гарантированной плотности	Конечный момент закрывания	$Q_x = 2MQ_Y + 0{,}25\,QC_P - Qg$
	Начальный момент открывания	$Q_I = QI + Q_G$

Данные приведены для управления задвижками в эксплуатационных условиях, когда коэффициенты трения выше, чем в условиях гидравлических испытаний на машиностроительных заводах, изготовляющих эти задвижки.

При использовании задвижек для вязких сред, где гидравлическая плотность обеспечивается сравнительно легко, и для сред, обладающих хорошей смазывающей способностью, усилия Q_x и могут быть уменьшены на 30—40% по сравнению с данными табл. 133.

8. МОМЕНТЫ НА МАХОВИКЕ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ЗАДВИЖКАМИ

При управлении задвижкой момент на маховике изменяется в зависимости от сил сопротивления, которые возникают при движении клина и шпинделя.

Закрывание клиновой задвижки

Считая, что закрывание происходит таким образом, что клин движется непрерывно, получаем наибольшее усилие вдоль шпинделя и соответствующий ему наибольший крутящий момент на маховике в конце закрывания.

В задвижках с выдвижным шпинделем (не вращаемым) наибольшее усилие вдоль шпинделя

$$Qo = \mathbf{Qi} + Qtun + \mathbf{T},$$

где $Q_{тип}$ — усилие от давления среды на шпиндель, выталкивающее шпиндель из задвижки;

Т — сила трения в сальнике.

Наибольший момент на маховике при выдвижном шпинделе

$$M = M\text{o} + M_б,$$

где M_0 — момент в резьбе;

$M_б$ — момент трения на бурте шпинделя или в шарикоподшипнике.

В задвижках с вращаемым шпинделем наибольшее усилие вдоль шпинделя имеет величину

$$Qo = Qv$$

Наибольший момент на маховике равен

$$м = м_0 + м_с + м_{бу}$$

где $M_с$ — момент трения в сальнике.

Открывание **клиновой** задвижки

Момент при открывании отличается от момента при закрывании тем, что в первом случае необходимо преодолеть инерцию подвижных деталей, и тем, что коэффициент трения при трогании с места больше коэффициента трения при движении. После длительного пребывания задвижки в закрытом положении кольца могут «прикипеть», что потребует приложения повышенного усилия вдоль шпинделя; при длительном соприкосновении двух металлических поверхностей, прижатых друг к другу с большим усилием, и в особенности при высокой температуре, между ними могут возникнуть силы молекулярного сцепления.

В начале поворота маховика на открывание шпиндель, нагруженный силой Qo и прижатый к клину, начнет разгружаться; нагрузка при дальнейшем повороте дойдет до нуля, и после того как будет выбран «мертвый ход» в гайке и в сопряжении головка шпинделя — клин, усилие на шпинделе переменится на обратное. На рис. 418 показаны положения шпинделя и действующее на него усилие до и после выбирания «мертвого хода» между головкой шпинделя и клином.

Наибольший момент в резьбе, необходимый для подъема выдвижного шпинделя в начальный момент открывания (рис. 418, а), равен

$$Mo = Qo \qquad (\text{p'-cc}),$$

усилие Qo направлено в сторону движения шпинделя.

После того как будет выбран «мертвый ход» z (рис. 418, б), усилие Qo исчезнет, и для подъема клина потребуется усилие *Qo*. При этом момент в резьбе, необходимый для подъема шпинделя, будет равен

$$Mo = Q\,\hat{}\,\hat{}\,f\,t\,g\,(a+p),$$

усилие Qo направлено в сторону, противоположную движению винта. Обычно Mo больше Mo, поэтому расчет следует вести по величине *MQ*.

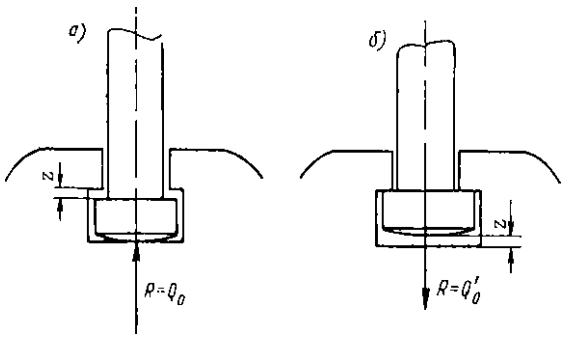


Рис. 418. Схема влияния «мертвого хода» *г* на связь шпинделя с клином

Для быстрого определения ориентировочной величины необходимого крутящего момента при управлении клиновой задвижкой можно воспользоваться приведенным на рис. 419 графиком.

Закрывание параллельной задвижки с клиновым распором

Наибольшее усилие вдоль шпинделя имеет величину

$$Qo = Qi + Qtun + m.$$

Наибольший момент на маховике

$$M = Mo + M_{б}:;$$

здесь момент в резьбе

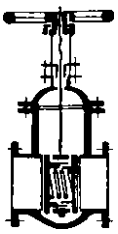
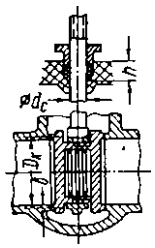
$$M_0 = Q_o\ \hat{}\ M\,g\,(a+p),$$

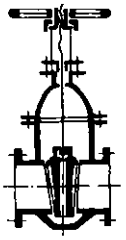
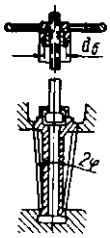
момент трения в бурте

$$M_б = Q_o - Ц_б$$

Таблица 134

Формулы для силового расчета задвижек различных конструкций

Изделие	Эскиз узла	Рассматриваемый момент управления задвижкой	Наибольшее усилие вдоль шпинделя	Наибольший крутящий момент на маховике	Формулы
Задвижка параллельная с выдвижным шпинделем	 	Конечный момент закрывания	$Q_o = Q_1 + Q_{iun} + T$	$M = M_0 + M_б$	Усилие перемещения клина при закрывании $Q_1 = PKQ_{cp} - Q_G$ Усилие перемещения клина при открывании $Q_1 = PKQ_{cp} + Q_G$ Сила, выталкивающая шпиндель, $Q_{ш} = 0,785 P$ Сила трения в сальнике $T = \pi d_c s P$ Момент в резьбе Момент трения в бурте
		Начальный момент открывания	$Q_o = Q_1 - Q_{iun} + T$	$M = M_0 + M_б$	Момент в резьбе $K = Q' o - f - tg (a + P)$ Момент трения в бурте

Задвижка клиновая с выдвижным шпинделем	 	Конечный момент закрывания	$Q_o = Q_i + Q_{шп} + T$	$M = M_0 + M_б$
		Начальный момент открывания	$-Q_{in} + T$	$M' = M'_0 + K$

Усилие перемещения клина при закрывании 9i<p = = 2°52' (см. табл. 131); **Ф** = 5° (см. табл. 132)

Усилие перемещения клина при открывании Q_{1t} <p = 2°52' (см. табл. 131); **Ф** = 5° (см. табл. 132)

Сила, выталкивающая шпиндель,

$$Qmn = 0,785d^2_cP$$

Сила трения в сальнике

$$T = \backslash\backslash\, d_csP$$

Момент в резьбе

$$M_0 = Q_0 \wedge f - \operatorname{tg}(a + p)$$

Момент трения в бурте

$$M_б = Q_o \quad (i_б$$

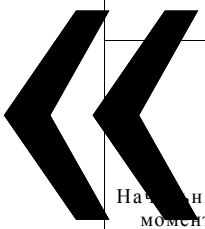
Момент в резьбе

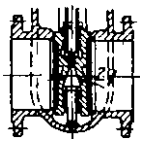
$$K = 9'o \wedge f \wedge (^a + P)$$

Момент трения в бурте

$$^M6 = Qq \wedge Y \quad H$$

Продолжение табл. 134

Изделие	Эскиз		Рассматриваемый момент управления задвижкой	Наибольшее усилие вдоль шпинделя	Наибольший крутящий момент на маховике	Формулы
	изделия	узла				
Задвижка клиновая с вращаемым шпинделем			Конечный момент закрывания	$Q_o = Q_i$	$м = м_0 + M_c + Мб$	Усилие перемещения клина при закрывании $Q_н$ <p = 2°52' (см. табл. 131); ф = 5° (см. табл. 132) Усилие перемещения клина при открывании $Q^{\wedge}$, <p = 2°52' (см. табл. 131); ф = 5° (см. табл. 132) Момент в резьбе $л^*_0 = <?_{„}$ te(« + p) Момент трения в сальнике $M_c - T^*$ Момент трения в бурте $^{\wedge}6=(Qo~hQiun)$ lie Сила, выталкивающая шпиндель, $<?_{ш„}=0,78\ БІ\backslash Р$ Момент в резьбе $K = Q'_u{}^{\wedge}f- {}^{\wedge}$ (« + P) Момент трения в бурте $м'_6 - Qo\ Цг$ **
			Начальный момент открывания		$м' = м'_0 + M_C +$	

Задвижка параллельная с клиновым распором и выдвижным шпинделем	: и в		Конечный момент закрывания	$Qo = Qi + -hQuin + T$	$M = M_0 + + M_б$
			Начальный момент открывания	$— Quin + T$	$M - M_O +$

Усилие перемещения дисков при закрывании (см. табл. 133)

Усилие перемещения дисков при открывании (см. табл. 133)

Сила, выталкивающая шпиндель,

$<?_{ш,,} = 0,785d\backslash P$

Сила трения в сальнике

$T = tyd_csP$

Момент в резьбе

$= tg(a+p)$

Момент трения в бурте

$M_6 = Q_o \sim Мб$

Момент в резьбе

$< = Qo\text{-}o\text{-}^{l}8 \quad (« + P) -$

при самоуплотнении

Момент трения в бурте при открывании

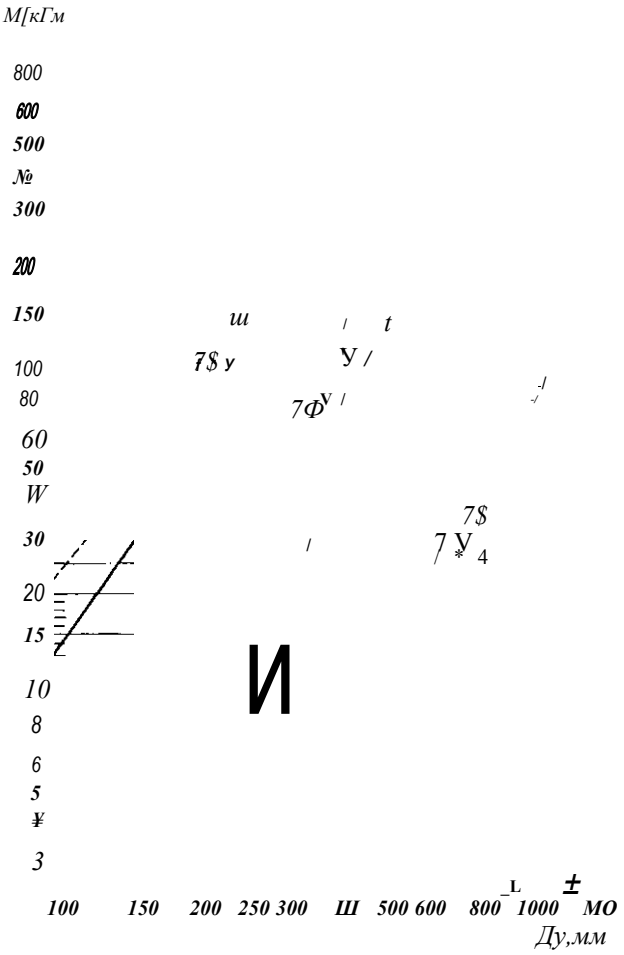


Рис. 419. График расчетных крутящих моментов, необходимых для открывания клиновой задвижки под полным перепадом давлений при одностороннем самоуплотнении

— шпиндель вращаемый; шпиндель выдвижной с гайкой и упорным шарикоподшипником; значения крутящих моментов, развиваемых электроприводами А, Б, В, Г, Д

Открывание параллельной задвижки с клиновым распором

Величина момента на маховике, необходимого для открывания, определяется выражением

$$M = Mo + M'в.$$

В начальный момент открывания до отжатия дисков

$$M'o = Qo \quad -\%-tg \quad (p'-a).$$

В дальнейшем, когда будет выбран «мертвый ход»,

$$Mo = \backslash i_K Q_{ср} \; \hat{}f- \; \mathrm{tg}(a + p).$$

Расчетной величиной является наибольшая из полученных. В большинстве случаев первая имеет большую величину и поэтому обычно считается расчетной.

В табл. 134 приведены формулы для силового расчета задвижек различных конструкций.

При выборе электропривода следует тщательно проанализировать условия работы задвижки, с тем чтобы четко установить, какие требования должны быть предъявлены к данной задвижке для обеспечения ее плотности. Необходимо выяснить, возможно ли присутствие в транспортируемой по трубопроводу среде твердых примесей, которые могут значительно увеличить силы трения, что вызовет увеличение необходимого крутящего момента на маховике.

Глава VIII. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ КРАНОВ

1. РАСЧЕТ КОНУСНЫХ (ПРОБКОВЫХ) КРАНОВ

Краны с конусной пробкой изготовляются без сальника (натяжные) и с сальником (сальниковые). При силовом расчете кранов определяется общий момент на оси пробки, необходимый для ее поворота. В натяжных кранах (рис. 420) в начале закрывания он равен сумме моментов от уплотнения конуса $M_к$ и на натяжной шайбе $M_б$, в конце закрывания к этому добавляется момент от действия среды на пробку M_P. В итоге имеем

$$M = M_к + M_б + M_P.$$

Эта величина определяет наибольший момент, необходимый для управления натяжным краном. В сальниковых кранах (рис. 421) общий момент на оси пробки равен в начале закрывания сумме моментов от уплотнения конуса $M_к$ и в сальнике $M_с$, а в конце закрывания к этому добавляется момент от действия давления среды на пробку M_P

$$M = M_к + M_с + M_P.$$

Экспериментальные исследования показали, что момент трения мало изменяется с поворотом пробки. Для кранов малого диаметра прохода момент почти не зависит от давления среды. С учетом этих условий можно считать, что при периодической работе крана момент в начале открывания крана равен моменту в конце закрывания, т. е. М' = М.

При длительных перерывах в работе пробка «прикипает» к корпусу и для срыва ее требуется увеличенный момент, после чего он приобретает нормальное значение. Испытания стальных кранов

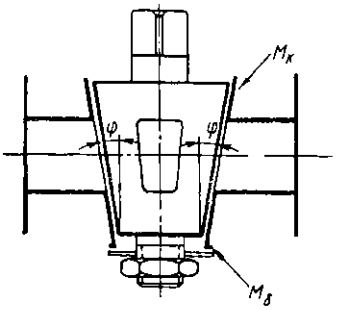


Рис. 420. Схема натяжного крана

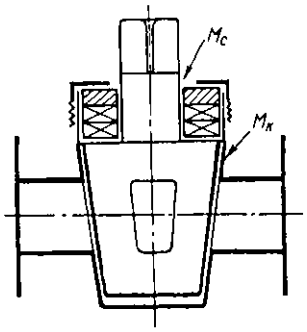


Рис. 421. Схема сальникового крана

со смазкой показали, что при длительных перерывах в работе в некоторых случаях имело место двукратное увеличение момента. Момент трения в сальнике вычисляется по формуле

$$M_c = T \frac{d_c}{2}$$

где Т — сила трения, определяемая по ранее приведенным данным, в *кГ*\

d_c — диаметр хвостовика пробки в *см.*

Момент от действия давления среды M_P определяется следующим образом:

$$M_P =$$

где Q_P — усилие от действия среды, $Q_P = F_P P$\

F_p - площадь проходного отверстия корпуса, перекрытая пробкой, $см^2$;

Р — давление среды в *кГ!см**

V-к — коэффициент трения на конусной поверхности;

А с - средний диаметр конуса соприкосновения пробки и корпуса (рис. 422)

$$D_k = \pm J?i \qquad = 2R.$$

Момент на бурте

где $Q_б$ — усилие затяга конуса в *кГ*\

ц5 — коэффициент трения между натяжной шайбой и корпусом крана;

$d_б$ — средний диаметр опорной кольцевой поверхности соприкосновения корпуса крана с натяжной шайбой.

Определим момент $M_к$ и усилие $Q_б$.

Обозначим угол конуса пробки 2ф (рис. 422).

Усилие Q, действующее вдоль оси пробки и передаваемое равномерно на внутреннюю поверхность корпуса, создает реакции, также равномерно распределенные. Представим результат действия реакций в виде 2N (см. рис. 373), тогда

$$Q = 2N \sin ф + 2T_к \cos ф,$$

где $T_к$ — силы трения на конической поверхности, соответствующие нормальным силам *N*.

Заменив $T_к = N\backslash i_{Ki}$ получаем

$$Q = 2N (\sin ф + \backslash л_к \cos ф),$$

или

$$Q = 2iV \sin ф (1$$

Представим реакции 2N в следующем виде

$$2N — n,D_K|q>$$

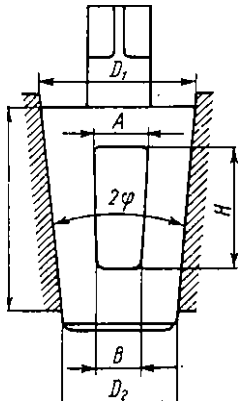


Рис. 422. Расчетные размеры крана

где / — длина образующей конусной поверхности соприкосновения

$$/ = \frac{P_1 - P_2}{2 \sin ф} *,$$

q — удельное давление на поверхности соприкосновения в *кГ/см*^{2}.

Учитывая, что $D_K =$ + f получаем

$$Q = -£ * (D ? - d ?) (I + ^ L) .$$

Обозначим — *D%) = Fq*\ F_q — проекция конусной поверхности на горизонтальную плоскость. Тогда

откуда

$$\lhd 7 = \text{ТГ}_{Hq\ 1}\ .\ \frac{1}{\text{tg9}}$$

Обозначим $_{*я} = q_c$ — удельное давление, получаемое от деления осевого усилия на проекцию уплотняющей конусной поверхности на горизонтальную плоскость. Таким образом,

$$\text{tg9}$$

При $\backslash i_K = 0$ $q = q_c$.

Если обозначить q_y удельное давление на конусной поверхности, необходимое для обеспечения плотности, то вертикальное усилие, достаточное, чтобы обеспечить плотность крана, будет равно

$$Q_y = nD_K bnq_{yi}$$

где

п — коэффициент, $n = 1 + \frac{И*}{\text{tg<p}}$

Крутящий момент на конусе

$$M_к = 2T\sim,$$

где $27 = 2N\backslash i_K$.

Но

$$2N = \text{""O+tSV)'}$$

следовательно,

$$M, = \text{25Ч}^{1+}\text{тЙг)}$$

Эта формула выведена без учета явления «переноса движения». Влияние этого фактора имеет место и при работе крана, поскольку усилие Q действует в направлении, перпендикулярном к направлению движения пробки при ее повороте.

Значение явления «переноса движения» заключается в следующем. Выделим элементарную площадку dF на конусной поверхности пробки (рис. 423), на которую действует усилие dq, прижимающее поверхность пробки к корпусу крана. При опускании пробки под действием усилия Q без вращения на поверхности соприкосновения этой площадки с корпусом крана возникает сила трения $dT_Q = \backslash x,_K dq,$ направленная в сторону, противоположную движению (опусканию) конуса — скорости v_0.

При вращении пробки вертикально действующее усилие Q стремится перемещать конус вниз, но в связи с вращением пробки со скоростью $v_{\&}$ действительное направление движения поверхности dF будет соответствовать скорости $v = Yv\ + vl$- Величина силы трения на поверхности dF остается неизменной ($dT = |x_K dq)$, но направление ее будет противоположно скорости v и под углом б к горизонтали.

Таким образом, в этих условиях $dT_0 = dT$ sin б. Поскольку вертикальное перемещение очень мало по сравнению с горизонтальным, б ^ 0 и sin б ^ 0, поэтому и $dT_0 \wedge 0$. Отсюда следует, что при вращении пробки разложение вертикальной силы Q на

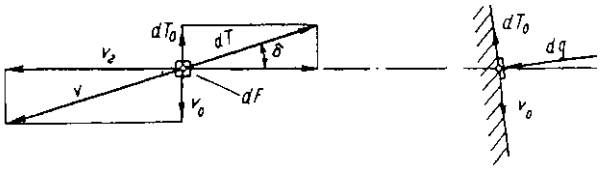


Рис. 423. Схема действия явления «переноса движения»

реакции N можно производить без учета силы трения. Тогда $Q = 2N$ sin ф и $q = q_c$.

Момент трения на конусной поверхности определяется по формуле

$$M_к = z_0 QR\backslash i_K \quad кГ>см,$$

где z_0 — коэффициент усиления при п = 1;

r_o - $\frac{A}{K}$,

К — конусность крана

$$K = \frac{\quad}{J} \quad ;$$

Q — продольное усилие, действующее на пробке; для нормальной работы достаточно $Q = Q_y = q_y F_q\backslash$

$\backslash x_к$ — коэффициент трения.

Удельное давление, необходимое для обеспечения плотности крана, отнесенное к проекции конусной поверхности пробки,

$$q_y = cP^2 \quad кГ/см^2.$$

Для кранов латунных: $D_y \wedge 25$ *мм*, $P \wedge 10$ *кГ/см*^{2}, $c = 0{,}3$; при D_y 40 *мм* $P < 10$ *кГ/см*^{2}, $c = 0{,}15$.

Для кранов (натяжных) алюминиевых с латунной пробкой $D_y < 25$ *мм*, $c = 0{,}2$.

Для кранов со смазкой стальных с чугунной пробкой $c = 0{,}065$.

Проекция поверхности соприкосновения пробки и корпуса F_q в $см^2$ определяется по формуле

$$F_q = a F,$$

где F — проекция конусной поверхности на горизонтальную плоскость $см^2$\

$$F = JL(_D l_Diy,$$

а — коэффициент полноты боковой поверхности

$$a : \frac{F_K - F_0}{FK}$$

Здесь F_K — боковая поверхность конуса в. $см^2$;
Fo — суммарная площадь окон корпуса и пробки в $см^2$:,

$$F_{,,} = \frac{2\,nRl}{\cos \varphi}; \quad F_0 = 2\,(A + B)\,H \text{ (см. рис. 422);}$$

R — средний радиус конусной поверхности в $см$

$$\underline{p_r + P_2}$$

Рекомендуется принимать значения коэффициента трения [$x_{Лb}$ приведенные в табл. 135.

Таблица 135

Значения коэффициента трения \$x_к$ для конусных пробковых кранов

Материал корпуса и пробки	Удельные давления q_y в $кГ/см^2$			
	До 8	8-12	12-20	Свыше 20
Корпус и пробка латунные или чугунные	0,18	0,15	0,12	0,10
Корпус—алюминий Пробка—латунь	0,22	0,20	0,18	0,13
Кран со смазкой Корпус—сталь Пробка—чугун	0,15	0,12	0,10	0,08

Силовой расчет приводов для кранов и расчет на прочность квадрата пробки следует вести исходя из действия расчетного момента

$$M_{расч} \; ^{\wedge} \; \text{l.SAf*.}$$

2. РАСЧЕТ ШАРОВЫХ КРАНОВ

Краны с шаровой пробкой изготовляются с сальником (рис. 424). Уплотнение этих кранов происходит без осевого затяга. Удельные давления на уплотняющих кольцах создаются в связи с действием давления среды на шаровую пробку, которая отжимается к выходному кольцу. Шаровые краны обычно снабжаются упругими уплотняющими кольцами в основном из фторопласта 4, а также из полиэтилена, нейлона, капрона и др. Уплотняющие кольца имеют обычное сечение, сходное с манжетами, благодаря чему создается дополнительное уплотняющее действие.

В открытом положении удельные давления на кольцах невелики. Наибольшее значение момент трения на пробке имеет при закрытом проходе в конце закрывания или в начале открывания.

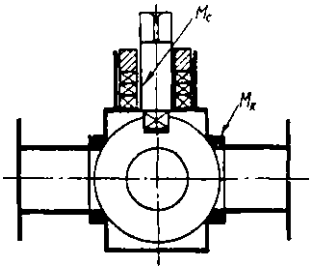


Рис. 424. Схема шарового крана

Момент на пробке в этом положении равен

$$M = M_к + M_c,$$

где $M_к$ — момент на кольцах;
M_c — момент в сальнике.

При закрытом положении крана на пробку действует усилие

$$Q_{ср} = \frac{\pi D_к^2 P}{4},$$

где D_K — средний диаметр уплотняющих колец.

Сила $Q_{ср}$ создает на уплотняющих кольцах удельное усилие на единицу длины (погонное усилие), равное

$$q_i = \frac{Q_{ср}}{\pi D_K} = \frac{p_к p}{4}.$$

Таким образом, усилие на единицу длины кольца пропорционально диаметру колец и давлению. Поэтому, чтобы удельное давление на кольцах сохранялось постоянным, в кранах разных диаметров прохода ширина уплотняющих колец в сплошном сечении должна быть пропорциональна произведению $D_K P$. Это диктуется необходимостью предотвратить расплющивание пластмассовых колец.

Следовательно, необходимо сохранить условие

$$Q_{ср} < \pi D_K b q_{пу}$$

где b — ширина колец в сплошном сечении.

Для колец из фторопласта 4 предельно допустимые удельные "давления $q_п$ не должны превышать 200 $кГ/см^2$.

Расчетная схема момента трения на уплотняющем кольце приведена на рис. 425.

Выделим бесконечно малый участок длины кольца *dl* с координатами *x* и *y*. На этом участке действует элементарная сила $dQ = q_t dl$ и соответствующая ей элементарная сила трения $dT = i_K q_l dL$

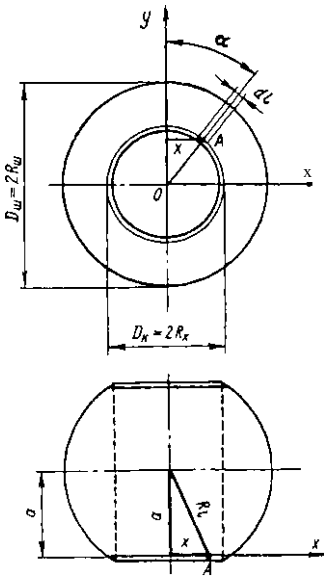


Рис. 425. Расчетная схема шарового крана

Момент элементарной силы трения равен

$$dM_K = Ri\,i_K q i dl_9$$

где

$$R_t = / (a); \qquad dl = R_K da.$$

Общий суммарный момент относительно вертикальной оси вращения равен

$$M_K = 4 \S R_K R_l i_K q_l \, da$$

или

$$м_к = 4 i_K g_t R_K \int_0^{л/2} Rida.$$

Для решения задачи необходимо установить зависимость R_t от a.

Из рис. 425 следует, что

где a — расстояние, заданное в конструкции;

$$x = R_K \sin \alpha, \qquad R_K = -^{\wedge}.$$

Таким образом,

$$R_t = yc? + Rl \sin^2 a = R_K \, т / | J - - f \sin^2 a$$

и

$$= \int_0^{л/2} p / " + \sin^2 a \, da.$$

Приведенный интеграл обычными методами не берется. Если учесть, что в применяемых конструкциях выдерживается соотношение $\frac{Д_ш}{} = 0{,}4\text{-}^{\wedge}0{,}6$ и что a = — т. е. $\bullet^{\wedge}Г"^{-}1$ » получим = 2,3-н1,4. Угол a находится в пределах $0 < a < 2л$ и $0 < \sin^2 a < 1$. Приняв постоянное среднее значение sin a = — вместо переменной величины, по-

лучим возможные наибольшие погрешности от ±4 до ±12%. Учитывая, что в выражении $M_к$ стоит сомножителем коэффициент трения \лк, который определяется со значительно большей относительной погрешностью, можно принять

$$\frac{Л}{2}\qquad\qquad\frac{JL}{2}$$

$$W\bullet| + \text{sinada} \wedge (_{o}[I/ \wedge + \qquad +$$

O

Усилие q_t равно

$$Qi = \frac{Qcp}{TIDK(\text{Sin } p + \wedge i \wedge \cos p)'}$$

где sin P = $_{t\backslash iu}$,

или

$$q_i = \frac{PкP}{4\ (\sin p + |Д_ж \cos P)'}$$

В результате имеем

$$УИ_к \sim \frac{"}{\sin p + \wedge \cos p} *$$

Поскольку от точного аналитического решения ввиду сложности пришлось отказаться, можно приближенную расчетную формулу получить следующим путем. Радиус примем равным среднему значению между $R_t = a$ (наименьшее значение) и $R_t = R_M$ (наибольшее значение). Тогда

$$M_к \sim \sim \frac{QcpV'k\ (a + Rtu)}{2(\sin p + \wedge \cos p)} \sim \frac{nЯ\backslash P\backslash x_{,}Я_{ш}(\backslash + \sin P)}{2\ (\sin p + \wedge \cos p)} *$$

С учетом обычно применяемых в шаровом кране геометрических соотношений получаем

$$M_к = 1{,}9\ \backslash i_K R^*_K P.$$

Значения $M_к$ могут приниматься по табл. 136.

Таблица 136

Значения коэффициента трения для шаровых кранов

Материал колец	Чугун	Резина		Фторопласт 4		Поли-хлор-винил
Условия работы	Со смазкой	В жидкости	В газе	В жидкости	В газе	Без смазки
Мкк	0,1	0,3	0,4	0,05	0,1	0,2

Момент M_c определяется в соответствии с ранее приведенными данными.

Г л а в а IX. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОВОРОТНЫХ ЗАСЛОНОК

1. ДЕЙСТВУЮЩИЕ МОМЕНТЫ

Поворотные заслонки используются как затворы и как дросселирующие органы. Область их применения охватывает трубопроводы до D_y = 3000 *мм* и более, при напоре до 100 *м вод. ст.* {P_y = 10 *кГ!см*^{2})\ поэтому многие из конструкций поворотных заслонок имеют большие размеры, а вес поворотной части приобретает значительную величину.

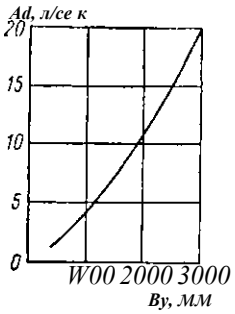


Рис. 426. Протечка воды в заслонках с металлическими уплотняющими кольцами (обработка точением) при *Рраб~№ кГ/см**

Наиболее распространены конструкции с горизонтальным расположением оси (см. рис. 35, *а);* заслонки с вертикальной осью вращения (см. рис. 35, б) применяются редко в связи с тем, что при горизонтальном расположении опоры оси более доступны для осмотра и ремонта и их трущиеся части меньше подвергаются износу. При вертикальном расположении оси тяжелые абразивные частицы,- оседая на дно, попадают в нижнюю опору—подпятник и вызывают ускоренный износ трущихся поверхностей. В средней части трубопровода нет тяжелых частлц — перемещающихся по низу, или легких — всплывающих вверх и движущихся по верху, поэтому средняя зона меньше засорена. В начале открывания и в конце закрывания создаются малые зазоры, при которых образуются большие скорости потока, способствующие выплыванию выпавших частиц. В закрытом положении заслонки диск обычно располагается под углом от 70 до 80° к оси трубопровода. Для обеспечения плотности используются упругие кольца, шланги и прочие средства. При металлических уплотняющих поверхностях, обработанных точением, протечки воды при $P_{раб}$ = = 10 *кГ1см*^{2} могут достигать величин, приведенных на рис. 426. Величина протечки может быть выражена формулой

$$AG_e d = 4{,}3D/\ y \qquad я/сек,$$

где Dy — диаметр трубопровода в *м*\
Н — напор воды в *м.*

Для воздуха

$$AG_{e3} \ ^\wedge\ ЗОАG_{ed}.$$

При силовом расчете поворотной заслонки должен быть определен момент на валу, необходимый для управления заслонкой.

Повороту заслонки препятствуют: момент, вызываемый действием потока на диск, $M_г$, момент, создаваемый силами трения в сальнике, $M_{б.}$, и момент, вызываемый трением цапф в опорах

под действием веса поворотной части (диска) и перепада давлений на диске, M_m.

В соответствии с этим общий момент будет равен

$$M = M_e + M_c + M_m \quad кГ\text{-}см.$$

Несмотря на симметричность расположения диска, при обтекании его создается несимметричный поток, вследствие чего на оси заслонки создается момент, изменяющийся с поворотом заслонки и действующий в сторону закрывания заслонки.

Хотя закрывание заслонки при полном перепаде давлений происходит редко, расчет должен производиться исходя из этих условий, как наиболее сложных. Обычно перед открыванием заслонки с помощью обвода производится перепуск среды с целью выравнивания давлений, что обеспечивает отсутствие гидравлических ударов, снижает нагрузки на привод и способствует повышению его долговечности. Заслонка должна работать так, чтобы часть ее, обращенная в сторону поступающей среды, опускалась книзу при закрывании. На нижнюю часть действует большее давление, чем на верхнюю (разный гидростатический напор), и заслонка в этих условиях приобретает момент, действующий в сторону закрывания (рис. 427). Эксцентричное расположение оси может способствовать увеличению этого момента.

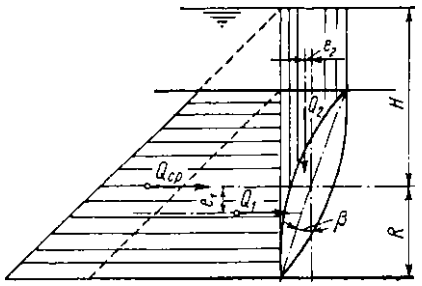


Рис. 427. Гидростатическая нагрузка на диск заслонки в трубопроводах большого диаметра

На диск закрытой заслонки, расположенный под углом |3 к вертикали, действует усилие от давления среды, направленное наклонно; составляющие этого усилия: горизонтальная — Q_x и вертикальная — Q_2. При малом диаметре трубопровода и при относительно большом гидростатическом напоре, когда по высоте поперечного сечения трубопровода у заслонки давление мало изменяется, на диск действует усилие

$$Q_{ср} = 0{,}785D\text{^}P \quad кГ.$$

При больших значениях D_y и относительно малом значении напора Я (рис. 427) давление на диск заслонки распределяется согласно заштрихованной горизонтально трапеции. Нагрузка на диск выражается весом объема косо срезанного кругового цилиндра, центр тяжести которого расположен ниже оси трубы на расстоянии

$$e_1 = \frac{R}{4},$$

так как e_x = ^ а A = # и a = 45°.

Объем этого цилиндра W_x определяет собой Q_x

$$Qi = w_{iy},$$

где $W_x = яR^2R = лЯ^3$;

V — удельный вес жидкости (воды).

Помимо силы Qi в горизонтальном направлении действует также сила Q_{cpt} создаваемая давлением P на площадь поперечного сечения трубы (горизонтальная проекция диска заслонки). Давление P соответствует напору на верхней образующей отверстия трубы, поскольку дополнительный напор по высоте диаметра трубы учитывается силой Q_x. Сила Q_{Cp} не создает момента на заслонке, но вызывает появление соответствующего момента трения.

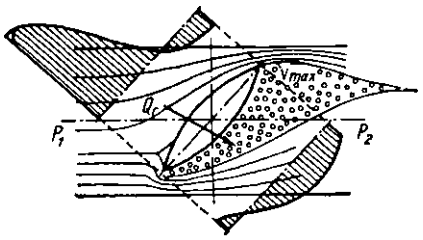


Рис. 428. Гидродинамическая картина в потоке при обтекании диска заслонки

Вертикальная составляющая Q_2 действует на заслонку также эксцентрично относительно оси вращения, причем создаваемый этой силой момент действует в сторону закрывания заслонки.

Величина Q_2 определяется весом объема жидкости, соответствующего двум цилиндрам эллиптического сечения: одного с основанием $F = nab$ и высотой $H — R_y$ где $a =$ а $b = R$ tg (J, следовательно, $F = nR^2$ tg |3, и другого, срезанного косо, высотой 2R. В итоге

$$Q_2 ъ nR^2 \text{ tg } р (Я - R + R) y = лR^2 \text{ tg } №$$

Эксцентриситет e_2 приложения этой силы относительно оси вращения диска невелик.

Общий момент, действующий в сторону закрывания при закрытой заслонке, равен

$$M_{зк} = M_г + M_2 = nR^2ye_1 + nR^2H \text{ tg } fiye_{\%}$$

или

$$M_{ЗК} = nR^2y^{\wedge} + Hig \text{ pe}_2).$$

В случае эксцентрично расположенной оси диска значения e_x и e_2 соответственно изменяются.

При малых значениях R относительно H общее усилие, действующее на диск, равно

$$Q = 0J85DlHy-^{\wedge} кГ.$$

При открывании заслонки необходимо преодолеть момент $M_{зК}$.

По мере увеличения площади открытого сечения разность давлений до заслонки $P_г$ и после заслонки P_2 (рис. 428) уменьшается.

Поток среды, обтекая диск заслонки, образует гидродинамическое поле, в котором наибольшая скорость и наиболее низкое давление имеют место в самой узкой части потока; позади диска образуются сложной формы потоки с завихрениями. Направление результирующей нагрузки Q_e не проходит через ось вращения заслонки, в связи с чем создается момент, действующий в сторону закрывания. Эпюры давлений на каждую из сторон диска приведены на рис. 428.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ

Момент, действующий на заслонку, может быть представлен в виде

$$M_z = Q_C R,$$

где Q_e — усилие, создаваемое скоростным напором;

R — расстояние от точки приложения Q_a до оси заслонки.

Величина зависит от площади диска и скоростного напора и может быть представлена в виде

$$Q_1 * - {}^{C}\varsigma \; 12^{21} \cdot 20g^{V^{\wedge}} \; Kk\Gamma,$$

Здесь D — диаметр трубопровода в *см;*

v — средняя скорость жидкости в *м!сек*

y — удельный вес жидкости в $\Gamma/см^3$;

g — ускорение силы тяжести в $м/сек^2$.

Расстояние от точки приложения силы Q_e до оси диска заслонки зависит от диаметра заслонки

$$R = C_2 D.$$

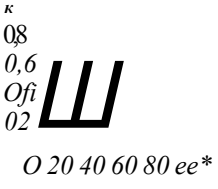


Рис. 429. Значения коэффициента k

В результате, заменив $c_x c_2 = k$, получаем

$$m * \sim^{\kappa} \backslash 2 \qquad 20g'$$

где $yv^{\perp}$ w скоростной напор — динамическое давление жидкости на диск заслонки;

k — коэффициент, учитывающий положение диска поворотной заслонки относительно оси трубопровода. Значения k приведены на рис. 429. Наибольшего значения k достигает при $a \wedge 17°$ ($k \wedge 0{,}785$).

В тех случаях, когда скоростной напор создается столбом жидкости, можно использовать формулу

где H_c — часть общего напора, расходуемая на создание скорости потока жидкости (общий напор за вычетом напора, расходуемого на протиродавление).

Момент трения в сальнике определится из формулы

$$M_C = T \text{ -у} \quad \text{кГ-см},$$

где T — сила трения в сальнике в *кГ* (см. гл. II);
d — диаметр цапфы поворотного диска в *см.*

Момент, вызываемый трением цапфы в опорах, равен

$$M_m = \text{QN-G-} \quad \text{КГ -см}\backslash$$

здесь Q — суммарная нагрузка, создаваемая весом поворотного диска и давлением среды на площадь диска, в *кГ*

[г — коэффициент трения в опорах (**jll** = 0**,3-т**-0,4).

e^fl" | уЧ о



Рис. 430. Крайние положения заслонки

Суммарная нагрузка Q состоит из веса поворотной части QG и усилия Q_P, создаваемого давлением,

$$Qp = 0J85D^2_yAP \quad кГ.$$

Перепад давлений на диске зависит от положения диска. При положении диска вдоль оси AP ^ 0, при закрытом расположении $AP = P_y$ или всему напору жидкости в трубопроводе $P = yH$. В промежуточных положениях диска AP будет изменяться от 0 до P_y.

Результирующая обеих сил Q_P и Q_G по величине и направлению зависит от угла поворота а и расположения оси трубопровода.

Наибольшего значения величина Q достигнет в закрытой заслонке (рис. 430), расположенной в вертикальном трубопроводе. В этом случае

$$Q = Qp + QG,$$

где Q_P - $0J85D^2_yP$.

В расчете следует принимать $P = 1{,}2P_y$, учитывая некоторое повышение давления у заслонки при ускоренном дросселировании жидкости во время закрывания (непрямой гидравлический удар).

В последнее время в запорной арматуре получают распространение поворотные заслонки с эксцентричным расположением диска. Такие заслонки, получившие название дисковых затворов, используются как герметичные затворы. Простота конструкции, малые габариты, малый вес и относительно низкая стоимость создают им перспективу для дальнейшего развития.

При расчете таких заслонок следует учитывать влияние эксцентричного расположения диска на усилия и моменты, создаваемые весом диска и гидродинамическим действием струи. Из-за отсутствия проверенных экспериментальных данных для заслонок с эксцентрично расположенным диском принимают приближенно

$$M_9 = 1{,}3\,M.$$

Глава X. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДОВ АРМАТУРЫ

1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ПРИВОДАМ АРМАТУРЫ

Трубопроводная арматура все в большей степени оснащается приводами, которые позволяют автоматизировать управление арматурой из одного или нескольких пунктов, что необходимо для современных энергетических, химических, нефтеперерабатывающих и других предприятий, атомной энергетики, судостроения и т. п.

С целью обеспечения надежной и длительной эксплуатации арматуры к приводам предъявляются следующие требования, которые должны быть учтены при расчете.

1. Привод должен создавать момент или усилие, обеспечивающие надежную работу арматуры, но величина их не должна выходить за известные пределы, допускаемые прочностью арматуры.

2. Должна быть обеспечена необходимая скорость перемещения шпинделя.

3. Конструкция привода должна предусматривать использование заданного источника энергии (электричество, воздух, вода, газ, пар или рабочая среда, транспортируемая по трубопроводу) и его параметры.

4. Во всех конструкциях приводов, как правило, требуется наличие ручного управления для использования в аварийных условиях при отсутствии основного вида энергии.

В связи с большим разнообразием конструкций арматуры и условий ее работы существуют различные типы и конструкции приводов. При ручном управлении арматурой помимо непосредственного управления маховиком используются также и передачи: зубчатые цилиндрические и конические, цепная и карданная — для управления арматурой, расположенной в труднодоступных местах, зубчатая и червячная — для увеличения крутящего момента.

При механизированном управлении арматурой используется электропривод с электродвигателем (иногда со следящей системой), электромагнитный привод, пневматический и гидравлический привод с цилиндро-поршневым или мембранным устройством, роторно-пневматический привод и ряд других.

2. СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АРМАТУРЫ

Управление арматурой сводится в конечном счете к перемещению или повороту запорного или регулирующего органа — клина, тарелки, плунжера, диска и т. д. Открывание и закрывание затворов (запорной арматуры) производится либо периодически, со значительными интервалами времени, либо лишь в случае особой необходимости. В регулирующих клапанах перемещение

плунжера, как правило, происходит непрерывно в зависимости от хода регулируемого процесса.

Наиболее развитая сеть трубопроводов магистральных и технологических оснащается большим количеством затворов (запорная арматура), закрывание или открывание которой должно производиться быстро, но так, чтобы не вызвать возникновения гидравлических ударов. При быстром закрывании затвора в связи с прекращением движения жидкости возникает гидравлический удар с ударным давлением

$$P - иА,$$

где v — скорость движения жидкости до удара;

h — приращение ударного давления на каждую единицу снижения скорости.

В трубопроводах возникает прямой гидравлический удар, если открывание затвора, установленного в длинном трубопроводе, протекает за период, меньший 2L/a, где L — длина трубопровода в *м*$_y$ a — скорость распространения ударной волны в данном трубопроводе в *м/сек.* При закрывании затвора за период времени больше $2L/a$ возникает непрямой гидравлический удар; сила удара, выраженная в метрах, оказывается меньше величины

где v_0 — скорость течения жидкости в трубопроводе до закрывания в *м/сек*\

g — ускорение силы тяжести в *м/сек*^{2}.

Во избежание возникновения гидравлических ударов закрывание задвижек малого диаметра (D_y = 150 *мм)* должно протекать за время t = 30-ь40 *сек,* задвижек большого диаметра (D_y = = 800 *мм)* — за время t — 140-*-200 *сек.* Следовательно, закрывание задвижек должно производиться со скоростью *v ?*= 4-*--**5-5** *мм/сек.* Задвижки обычно управляются с помощью шпинделя, снабженного резьбой. Если принять шаг резьбы для малых задвижек S =*4 мм*, а для больших—5 = 12 *мм*, то необходимое число оборотов электропривода на выходном валу будет п = 60-ь 75 *об/мин* для малых задвижек и *n=20-±2Ь об/мин* для больших задвижек.

Электроприводы, как правило, имеют постоянную скорость вращения выходного вала, и регулирование скорости закрывания в процессе эксплуатации не допускается.

Полное открытие прохода в вентилях достигается при подъеме тарелки над седлом на высоту h_n = (0,25-т-0;30) D_y, поэтому полное открытие клапана происходит за путь в 3—4 раза более короткий, чем путь перемещения клина в задвижке. Следовательно, вентили должны закрываться со скоростью в 3—4 раза меньшей, чем задвижки. Поскольку вентили обычно используются в трубопроводах небольших диаметров, число оборотов на выходном валу электропривода должно составлять 15-ь25 *об/мин.*

3. СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АРМАТУРЫ

При управлении арматурой должны быть преодолены силы сопротивления, создаваемые:

а) гидравлическим давлением среды на элементы затвора или регулятора, на тарелку вентиля, на поперечное сечение шпинделя в сальнике» на сильфон, на мембрану и т. д.;

б) силами трения в сальнике, в направляющих клина задвижки, между уплотняющими кольцами задвижки, в бурте шпинделя, в резьбе шпинделя и гайки и т. п.;

в) упругими элементами при деформации пружин сильфонов, мембран и т. д.

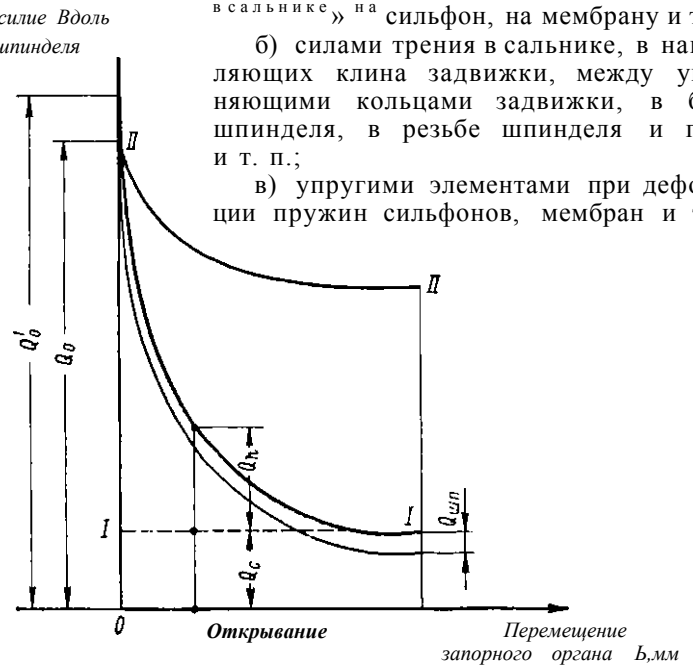


Рис. 431. Силовой график работы затворов

Силовая характеристика вентиля или задвижки изображена на рис. 431. Линией /—/ можно разделить график на две части — переменную $Q_h = f(K)$ и постоянную Q_c = const.

Величина Q_h создается действием гидравлического давления на тарелку вентиля $Q_{cру}$ силами трения в направляющих $T_н$ или между уплотняющими кольцами в задвижке $T_{ку}$ усилием, необходимым для уплотнения,. $Q_{уу}$ и др.

Постоянная величина Q_c образуется силами трения в сальнике T_9 весом подвешенных к шпинделю деталей Q_G, усилием, выталкивающим шпиндель, $Q_{u//l}$, и пр.

Характер изменения общей кривой $Q = / \{K\}$ зависит от конструкции арматуры, материала деталей (коэффициенты трения) и давления среды. Так, в вентилях высокого давления, при диаметре шпинделя d_{cy} близком к диаметру седла или большем диаметра седла, силовая характеристика приближается к кривой П—П на рис. 431. Это объясняется тем, что усилие, выталкиваю-

щее шпиндель, имеет почти постоянное значение и относительно большую величину. Вторая постоянная — сила трения в сальнике Т также имеет большие значения. Эти две постоянные силы в основном и определяют характер графика.

В задвижках большого диаметра, наоборот, наибольшее значение имеет сила трения между уплотняющими кольцами, которая приобретает максимальную величину в конце закрывания. В этом случае кривая приобретает круто падающий характер.

4. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

В электроприводах скорость открывания и закрывания арматуры и крутящий момент на выходном валу привода определяются числом оборотов и мощностью электромотора и передаточным отношением механизма привода. Крутящий момент, создаваемый электромотором при постоянной нагрузке, в момент резкой остановки при закрывании затвора резко возрастает за счет использования кинетической энергии ротора. Для ограничения момента используются муфты или реле ограничения тока.

Общая схема силового расчета электропривода (статический расчет без учета перегрузки и использования кинетической энергии ротора) заключается в следующем.

1. Определяется необходимое общее передаточное число редуктора привода

$$I = \frac{n_{ном}}{n_в},$$

где $n_{ном}$ — номинальное число оборотов электродвигателя в минуту (при номинальной нагрузке);

$n_в$ — число оборотов в минуту выходного вала привода.

Общее передаточное число привода в зависимости от конструкции и числа пар зубчатых колес разбивается на ряд передаточных чисел таким образом, чтобы было выдержано условие

$$I = i_1 i_2 i_3 \cdots i_n$$

где $i_1, i_2, i_3, \ldots, i_n$ — передаточные числа частных передач.

2. В зависимости от типа, числа передач редуктора и характера их выполнения (наличие масляной ванны, открытая передача и пр.) определяется общий к. п. д. редуктора

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_n$$

где $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \ldots, \eta_n$ — частные к. п. д. передач (к. п. д. планетарной передачи не равен произведению составляющих).

Значения η для различных передач, применяемых в арматуростроении, приведены в гл. IV.

3. Определяется необходимая мощность электродвигателя.

Для приводов арматуры наиболее часто используются трехфазные асинхронные электродвигатели с повышенным скольже-

нием в закрытом обдуваемом исполнении типа ЛОС, наиболее пригодные при периодической работе с ударной нагрузкой.

Механическая характеристика асинхронного двигателя приведена на рис. 432 и рис. 433 $n = f(M)$ и М = ф (s), т. е. зависимость числа оборотов в минуту п от вращающего момента М и вращающего момента М от скольжения s.

Скольжение s равно

$$s = \frac{}{Пс} \cdot 100\%,$$

где n_c — синхронное число оборотов, зависящее только от частоты тока (числа периодов в секунду) и числа полюсов электродвигателя;

п — фактическое число оборотов.

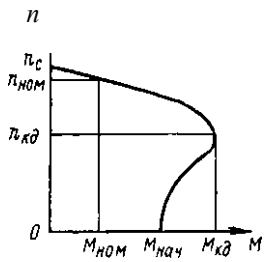


Рис. 432. Характеристика $n=f$ (М) асинхронного электродвигателя трехфазного тока

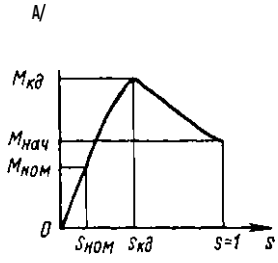


Рис. 433. Характеристика М=ф (s) асинхронного электродвигателя трехфазного тока

При синхронном числе оборотов n_c = 1500 *об/мин* двигатели типа *АОС* при номинальной мощности дают $n_{ном}$ = 1300-ь -г-1395 *об!мин* в зависимости от мощности электродвигателя.

Из графика $n = f(M)$ видно, что асинхронный мотор допускает значительное превышение момента по сравнению с номинальным.

В рассматриваемых двигателях начальный, или пусковой, момент $M_{нач}$ = (2,2-ь2,3) Мном* наибольший момент $M_{нб}$ = = (2,3 + 2,6) $M_{ном}$.

Так как наибольшая нагрузка в затворах возникает в последний период закрывания или в первый период открывания, а эти периоды обычно кратковременны, то выбор электродвигателя целесообразно производить с учетом коэффициента перегрузки $К_п$ (см. табл. 137).

Расчетная мощность электродвигателя может быть определена по формуле

$$N_{росч} = \frac{M_в П_в}{97400 т} \text{ квт},$$

здесь $M_в$ — момент на выходном валу привода в *кГ-см*;

$n_в$ — число оборотов выходного вала привода в *об!мин*\

г] — общий к. п. д. передачи привода.

С целью экономии мощность электродвигателя можно принимать равной

По полученной мощности N& выбирается по каталогу двигатель, ближайший по мощности, с тем, однако, чтобы мощность выбранного электродвигателя не была бы ниже $N_{дв}$ более чем на 20%. В противном случае выбирается электродвигатель большей, чем $N_{дв}$, мощности.

Таблица 137

Значения коэффициента перегрузки $К_п$

Условный диаметр прохода *DY* в *мм*		Условный диаметр прохода *DY* в *мм*	
150	**2,2**	**500—800**	**1,6**
150—300	**2,0**	**800—1200**	**1,4**
300—500	**1,8**	**1200**	**1,2**

5. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОРШНЕВЫХ ПРИВОДОВ

Зазоры сопряжения поршень—цилиндр в приводах арматуры обычно уплотняются резиновыми или кожаными манжетами. Если рабочей средой привода является газ или пар с высокой температурой, не допускающей применения резины, то уплотнение осуществляется поршневыми кольцами.

При силовом расчете поршневого привода вначале приближенно определяется необходимый диаметр поршня $D_п$ по заданной величине необходимого усилия Q_0 *кГ* и давлению рабочей среды *Р кГ/см*^{2}.

Из равенства

$$Qo = 1{,}5FP = 1{,}5\text{-}0{,}785.\ D\backslash p$$

получаем

Коэффициент 1,5 учитывает уменьшение полезной площади поршня, создаваемое штоком, и влияние сил трения в сальнике и между поршнем и цилиндром.

После установления конструктивных размеров привода производится уточненный расчет величины усилия $Q_п$, создаваемого приводом.

Усилие, создаваемое на штоке привода, равно

$$Qn = Qp - T - T_n,$$

где Q_P — усилие от давления среды на поршень в *кГ*\
T — сила трения в сальнике в *кГ*\
T_n — сила трения между манжетами или поршневыми кольцами и цилиндром в *кГ*.

Усилие от давления среды на поршень определяется по формуле

$$QP - 0{,}785\ (D^2_n - d^2_c)\ P\ кГ,$$

где D_n — диаметр поршня в *см;*
d_c — диаметр штока, проходящего через сальник, в *см*\
P — давление жидкости или воздуха (пара) в *кГ/см*^{2}.

Сила трения в сальнике определяется по формулам, приведенным в гл. II.

Силу трения между манжетами и цилиндром можно определить следующим образом:

$$T_n = 3{,}14\ D_n b \backslash i_M P n\ кГ,$$

где b — ширина манжет в *см*\
[i_M — коэффициент трения между манжетами и цилиндром;
P — давление рабочей среды привода в *кГ!см*^{2}\
п — число манжет.

Для кожаных манжет, работающих со смазкой, $\backslash x_м = 0{,}15$; для кожаных манжет, работающих без смазки, $\backslash i_M = 0{,}20\text{-}5\text{-}0{,}40$; для резиновых манжет, работающих в воде, $\backslash i_M = 0{,}1$.

Сила трения между поршневыми кольцами и цилиндром определяется по формуле

$$T_n = 3{,}14\ Д\ (q\ z + 2P)\ АСТ,$$

где h — высота кольца в *см*\
$\backslash i_n$ — коэффициент трения между поршневыми кольцами и цилиндром;
q — удельное давление, создаваемое упругостью колец, в *кГ!см*^{2}\
z — число колец.

Для новых колец $\backslash i_n$ ^ 0,25, для приработанных колец $\backslash i_n$ ^ ^-0,15, для колец, работающих при хорошей смазке, $\backslash i_n$ = = 0,10+0,15.

При выводе последней формулы принято, что давление среды действует только на первые два-три кольца. Задавшись на первом кольце давлением 0,75Р и на втором 0,25Р и принимая во внимание действие давления с обеих сторон поршня, получаем суммарное давление 2Р.

Удельное давление, создаваемое упругостью колец q, с точностью, достаточной для силовых расчетов приводов, может быть принято равным 0,8 *кГ1см*^{2}.

6. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕМБРАННЫХ ПРИВОДОВ С РЕЗИНОВОЙ МЕМБРАНОЙ

Силовой расчет мембранного привода с резиновой мембраной начинается определением диаметра мембраны, исходя из заданного хода. При конструировании рекомендуется мембрана наименьшего размера, что допускает применение пружины с наименьшим усилием. Это условие, однако, не всегда обеспечивается.

При расчете наиболее важным является определение изменения тягового или перестановочного усилия мембраны в зависимости от прогиба мембраны.

Усилие (?э, передаваемое мембраной на шток, меньше силы, создаваемой давлением P на площади круга диаметра D. Величина зависит от размеров D и d, свойств резины и типа мембраны. Она определяется по формуле

$$Qs = PГэ,$$

где P — давление среды в $кГ/см^2$\

F_3 — эффективная площадь мембраны в $см^2$.

Таким образом, влияние всех указанных факторов учитывается величиной F_3.

Из геометрических соотношений можно получить зависимость

$$F_9 = JL_fD^2 + Dd + d\%$$

где D — диаметр по окружности заделки;

d — диаметр жесткого центра.

Эту формулу можно применять для приближенного определения при силовом расчете приводов затворов (запорной арматуры), если ход не превышает ±0,05D. При расчете регулирующей арматуры требуется более точное определение $Р_э$.

Экспериментальные исследования позволили уточнить эту зависимость, в связи с чем рекомендуется применять следующую формулу:

$$Q_3 = фсPF \quad кГ,$$

где $F = 0{,}785D^2$ — полная площадь мембраны по диаметру заделки в $см^2$;

Ф — коэффициент эффективности при нулевом прогибе мембраны, т. е. при нейтральном положении ее, равный отношению эффективного усилия, действующего на шток, ко всему усилию, действующему на мембрану, от давления среды; при $c = 1$ ф $= \frac{1}{0э}$, где $Q = PF$;

c — коэффициент неравномерности, учитывающий изменение F_3 (влияние жесткости мембраны, зависящее от величины прогиба).

Для плоских мембран толщиной от 3 до 5 *мм* с размером D = = 100300 *мм,* как снабженных тканевой прокладкой, так и без нее, получена следующая зависимость для коэффициента эффективности (см. рис. 434):

$$\Phi \wedge 0{,}14 + 0{,}8k,$$

где $k = -\frac{d}{g}-$,

Эта зависимость действительна для всех давлений от 1 до 8 *кГ1см*^{2}.

Коэффициент неравномерности c имеет разную величину для мембран D ^ 160 *мм* и D > 160 *мм.*

Для мембран Z)^160 *мм* с тканевой прокладкой можно принимать (с точностью до ±10%)

$$c = 1 - 0{,}14 + 0{,}8k$$

отсюда при k = 0,8

$$c = 1 \pm 1{,}28\frac{h}{D}$$

при k — 0,7

$$c = 1 \pm 1{,}43A.$$

при k 0,6

$$c = 1 \pm 1{,}61$$

где h — смещение мембраны от нейтрального (среднего) положения.

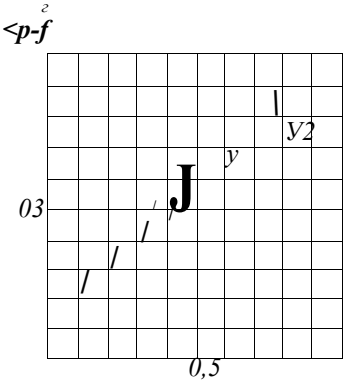


Рис. 434. Коэффициент эффективности ф для плоских резиновых мембран:

1 — кривая площадей по формуле $F_3 = \frac{\pi}{4}(D^* + Dd + di)$; *2* — кривай **площадей по формуле** $F_3 = \frac{nD^*}{}$ – X (o,14 + 0.8-^-)

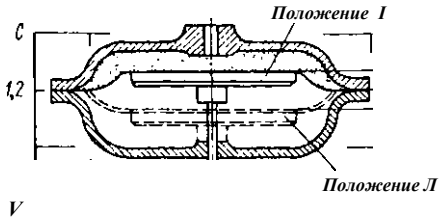
Для мембран D ^ 160 *мм* без тканевой прокладки c для всех значений k.

Для мембран D > 160 *мм* с тканевой прокладкой и без прокладки, для обычно принимаемых величин k = 0,6-4-0,8 коэффициент неравномерности

$$c = 1 \pm 2{,}15\wedge.$$

Знак «плюс» берется в том случае, когда мембрана смещена от нейтрального положения в сторону уменьшения объема среды, действующей на мембрану (рис. 435, положение /), знак «минус» — когда мембрана смещена в сторону увеличения этого объема (рис. 435, положение II).

Плоская собранная («вялая») мембрана создается следующим образом.



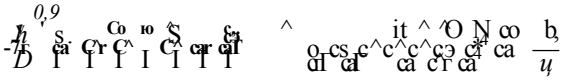


Рис. 435. Значения коэффициента неравномерности *с* для резиновых плоских собранных (вялых) мембран

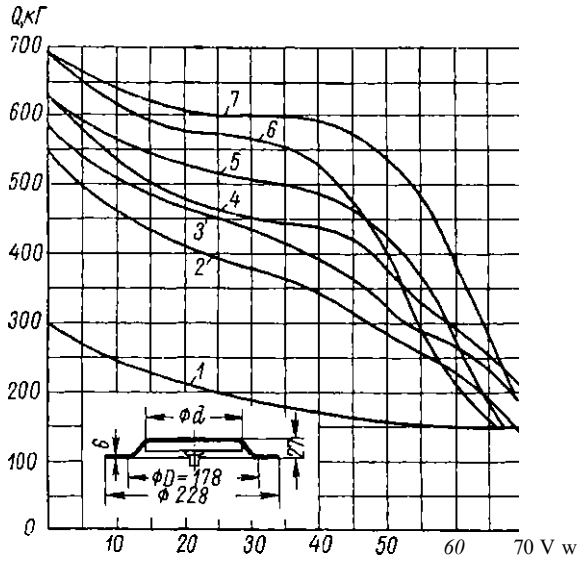


Рис. 436. Изменения усилия Q на штоке в зависимости от хода для формованных резиновых мембран:

' -4 = 0; 2 5 - = °-34: 5 - 4 -°ı39: '-Л- = = 0,45; 5 = 0,58; 6 — = 0,62; 7 - -g- = 0.67

Мембрану устанавливают в изделии так, что она не образует плоской поверхности, а имея слабину, -садится мешком. С этой целью мембрану либо вытягивают путем подъема или опускания грибка, после чего закрепляют между фланцами, либо устанавливают на болты по отверстиям в мембране, расположенным на окружности большего диаметра, чем в корпусе и крышке.

В результате испытаний установлено, что для мембран этого типа диаметром D = 90+130 *мм,* изготовленных из однослойной резины толщиной 5—7 *мм* с одной тканевой прокладкой, при значениях от +0,08 до —0,08 для давлений до 12 *кГ!см*^{2} коэффициент неравномерности ориентировочно можно принимать равным

$$c = 1 + 200 (-£)' + 800$$

Здесь величина Л принимается отрицательной, когда мембрана находится в положении //, и положительной, когда она занимает положение /.

Некоторые данные о результатах испытаний формованных мембран приведены на рис. 436.

При расчете резиновых мембран на прочность пользуются формулой

$$0{,}7 PF_K = подтип,$$

где P — давление среды, действующее на мембрану, в *кГ/см*^{2};
F_K — кольцевая площадь; F_K = 0,785 $(D^2 — d^2)$ *см*^{2};
6 = общая толщина резины в *см;*
$^{m}до_{П}$ — допускаемое напряжение на срез резины в *кГ/см*^{2}.

По результатам испытаний резины с разрывной прочностью a = 50 *кПсм*^{2} установлено, что при использовании ее в виде листов с одной тканевой прокладкой можно принимать допускаемые напряжения, приведенные в табл. 138.

Таблица 138

Допускаемые напряжения в резиновых мембранах с одной тканевой прокладкой

Толщина резины б в *см*	**0,27**	**0,5**	**0,7**
Допускаемое напряжение т***дот*** *кГ/см*^{2}	30	24	21

Ход мембраны рекомендуется выбирать не более 0,15D для плоских мембран и не более (0,20+0,25) D для формованных мембран.

Величина диаметра грибка d устанавливается в зависимости от необходимого усилия и допустимых колебаний усилия,

передаваемого на шток. С увеличением отношения $\frac{d}{\wedge}$ увеличивается эффективная площадь мембраны, но уменьшается допустимый ход при заданных изменениях усилия (или увеличивается изменение усилий при заданной величине хода). Наиболее часто используется отношение = 0,8. Иногда с целью получения более равномерного усилия используют отношение = 0,7.

Мембранный привод в арматуре наиболее часто работает по схеме, приведенной на рис. 437, т. е. с пружиной возврата, создающей необходимую зависимость

$$h = f(P),$$

где h — перемещение плунжера в *мм*\
P — давление рабочей среды привода в *кПсм*^{2}.

В приводе конструкции регулирующего клапана, приведенной на рис. 437, необходимо возможно точнее обеспечить условие

$$\frac{dh}{dP} = \text{const},$$

т. е. зависимость $h = cP$, что достигается применением мембраны с возможно более постоянной эффективной площадью и пружины с характеристикой, наиболее близкой к линейной. С этой целью используют сравнительно малый ход мембраны, а пружину опирают на шариковый упорный подшипник во избежание дополнительного скручивания ее силами трения.

Построение приближенного графика зависимости усилия, создаваемого давлением воздуха на мембрану, от хода мембраны производится следующим образом (рис. 438). Начальные и конечные ординаты соответственно равны

$$Q_i = P_x F_{оэ} \quad " \quad Q_n = P_n F_{0э}$$

здесь P_x и P_n — давление в *кГ/см*^{2} на мембрану в начале и в конце хода h_n\
Fоэ — эффективная площадь мембраны при прогибе мембраны, равном нулю.

В результате получаем на графике прямую I—I с углом наклона

$$b \qquad h_n \qquad h_n$$

На графике откладываем постоянно действующие усилия:

1) усилие Q_P + создаваемое перепадом давлений на плунжере и действующее на разность площадей верхнего и нижнего седла, и усилие, выталкивающее шпиндель, в *кГ*\ это усилие направлено в сторону действия пружины, поэтому откладываем его вверх от нулевой линии — получаем линию *II—II;*

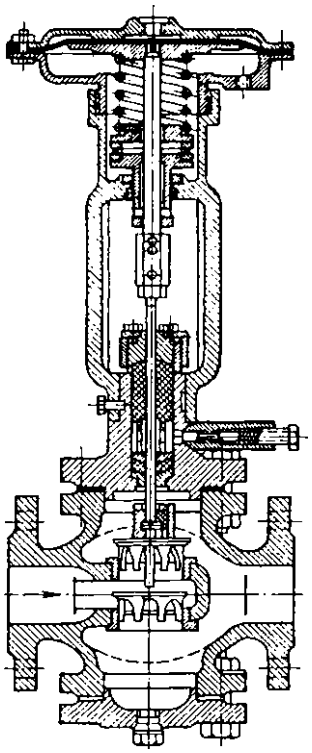


Рис. 437. Конструкция мембранного привода

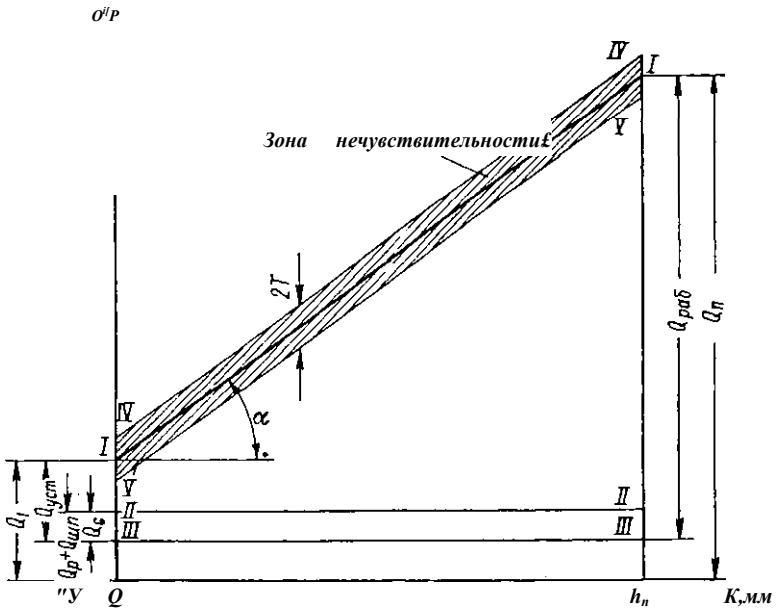


Рис. 438. Расчетный график мембранного привода

2) усилие Q_G — вес деталей, подвешенных к штоку, в *кГ;* это усилие направлено в сторону, обратную действию пружины (принимаем положение регулирующего клапана вертикальным, что обычно имеет место), поэтому откладываем его вниз от линии *I I — I I* — получаем линию *I I I — I I I*.

Ординаты */—///* дают необходимые значения усилий пружины $Q_{уст}$ в начале хода и $Q_{раб}$ — в конце.

В регулирующих клапанах с пневматическим приводом наиболее часто принимают $P_г$ -=0,2 *кГ1см*^{2}\ $P_п$ = 1,0 *кГ/см*^{2}.

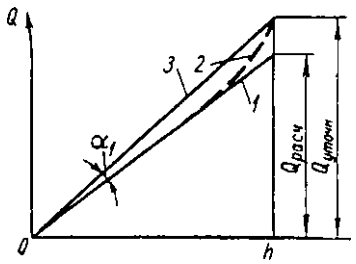


Рис. 439. Расчетный график мембранного привода с учетом влияния жесткости пружины:
1 — расчетная характеристика; 2 — уточненная характеристика; 5-приближенная характеристика

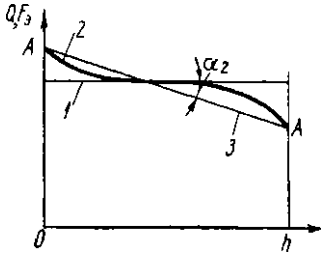


Рис. 440. Расчетный график мембранного привода с учетом влияния эффективной площади мембраны:
7 _ постоянное значение Q при FS = const; 2 - действительная характеристика мембраны Q = = } (h) при P = const; 3 — приближенная характеристика мембраны

„_____" т «_____„

Сила трения I в сальнике и направляющих плунжера, штока и привода создает определенную нечувствительность клапана, заключающуюся в том, что при изменении усилия на штоке в пределах до 2Т направление движения штока не изменяется. Отложив от линии *I—I* значения ±Г, получаем линии *IV—IV* и *V—V,* ограничивающие зону нечувствительности клапана.

Таким образом, в пределах ДР = ± $\frac{m}{г\ пэ}$ изменение давления не вызовет изменения направления движения штока. Для перемены направления штока на обратное потребуется изменение давления в 2ДР. В соответствии с этим погрешности в положении плунжера будут равны $Ah = \pm \frac{F_0 sbP}{\text{tga}}$ При перемене направления движения штока при тех же значениях Р положения штока будут отличаться на величину 2Дh.

При уточненном расчете могут быть учтены отклонения характеристики пружины от линейной и изменение эффективной площади мембраны с изменением хода.

С увеличением прогиба пружины сжатия жесткость каждого витка несколько уменьшается, поэтому и жесткость всей пружины

должна уменьшаться. Это справедливо для длинных пружин. В коротких пружинах со значительной величиной жесткости, какие применяются для приводов арматуры, уменьшение жесткости витков с увеличением нагрузки не уменьшает жесткость пружины; наоборот, жесткость пружины с увеличением прогиба увеличивается в связи с тем, что число рабочих витков, участвующих в работе, уменьшается, так как крайние витки, начинают соприкасаться с опорными витками на все большей длине. Поэтому, уточненная характеристика пружины будет иметь вид кривой,

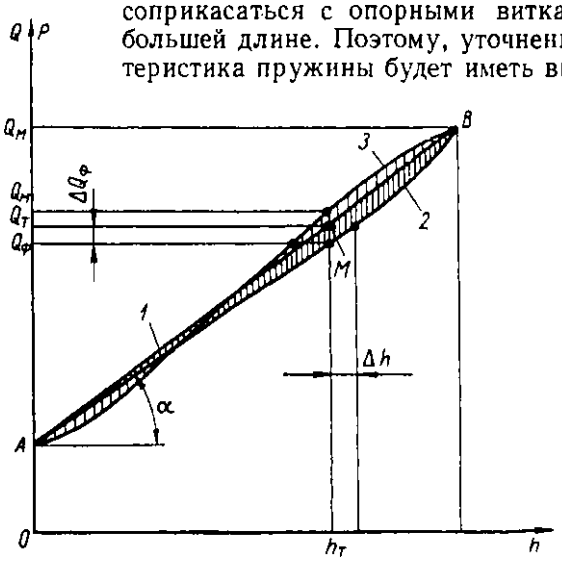


Рис. 441. Уточненный график мембранного привода с учетом совместного влияния жесткости пружины и эффективной площади мембраны:
/—требуемый теоретический график P = cЛ; 2—изменение усилия пружины *Q = f (h)*; *3*—изменение усилия на мембране

изображенной на рис. 439. Если мы заменим расчетную характеристику 1 приближенной 3, повернув ее на угол $a_ь$ то погрешность работы в середине хода несколько возрастет, но конечные усилия будут совпадать с расчетными.

Эффективная площадь плоской и штампованной резиновой мембраны не остается постоянной. В начале хода она имеет большую величину, в конце хода — меньшую. Постоянство F_9 сохраняется лишь при прогибах мембраны, близких к нулю. Заменив горизонтальную прямую прямой АА (рис. 440), наклоненной под углом a_2, получим более точные результаты расчета.

С целью уточнения расчета линию /—/ (см. рис. 438) целесообразно строить по величинам эффективной площади в точке А на рис. 440, а характеристику пружины — по линии 3 на рис. 439. В результате получается график, изображенный на рис. 441,

где прямая 1 представляет собой теоретический линейный график $P = ch$\ линия *2* изображает изменение усилия пружины от хода h и линия 3 — изменение усилия на мембране при изменении давления по прямой 1. Как видно из графика на рис. 441, в этих условиях сохраняется требование, предъявляемое к давлениям в точках **А** и **В;** в промежуточных точках линейность графика не сохраняется.

Рассмотрим произвольную точку M при прогибе h_T. Вместо теоретического значения усилия Q_T пружина будет создавать усилие $Q<p$. Эффективная площадь мембраны при данном h больше необходимой; поэтому равновесие установится при давлении

$$P_ф = \frac{Q_ф}{F_э},$$

где F_s — эффективная площадь при данной величине хода h.

Величина $P_ф$ создает на оси ординат неравномерную шкалу. Используя данные об изменении усилия пружины и эффективной площади мембраны от хода, можно построить уточненный график $h = f(P)$ или $P = ф(K)$.

Отклонение хода от прямо пропорциональной зависимости можно определить следующим образом.

При давлении P_m фактический ход мембраны (привода) в точке М не равен теоретической величине $Л_г$, а больше ее на величину Дh

$$b \quad h \quad \hat{} \quad \text{tg a}$$

или

$$ДЛ = \frac{QT\text{-}Q<P}{\text{tg a}} \qquad \frac{(Pm \ — \ Pф)P»}{\text{tg a}}$$

Фактическое давление на мембране будет равно

$$p \ <>Ф$$

или

$$\frac{П}{P Ф^{=}} \qquad \frac{От\text{-}Щф}{Тэ} \ .$$

Помимо рассмотренных сил в регулирующем клапане возникают усилия от гидродинамического воздействия потока на плунжер, создающие на стержневом плунжере осевые усилия, стремящиеся закрыть клапан, на полом плунжере — крутящие моменты. Усилия могут достигать при больших перепадах давления на клапане значительной величины и оказывать существенное влияние на работу клапана. Величина этих усилий теоретически не рассчитывается, а должна определяться экспериментально.

7. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕМБРАННЫХ ПРИВОДОВ С МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ МЕМБРАНОЙ

Металлические мембраны в арматуре наиболее часто применяются в импульсных механизмах регуляторов прямого действия.

Принцип действия импульсного механизма показан на рис. 442. Импульсный клапан 1 работает в условиях «нормально открытый». При достижении определенного давления, создающего на грибке *2* с помощью мембраны 3 усилие, превышающее усилие пружины *4* при данном ее положении, пружина начинает сжиматься и клапан 1 под действием пружины *5* перемещается в сторону седла на величину прогиба пружины *4*. Когда прогиб станет достаточно большим, клапан 1 садится на седло. Таким образом, в этом регуляторе импульсный мембранно-пружинный привод играет роль чувствительного элемента и привода импульсного клапана; поэтому параметры мембраны оказывают большое влияние на работу регулятора.

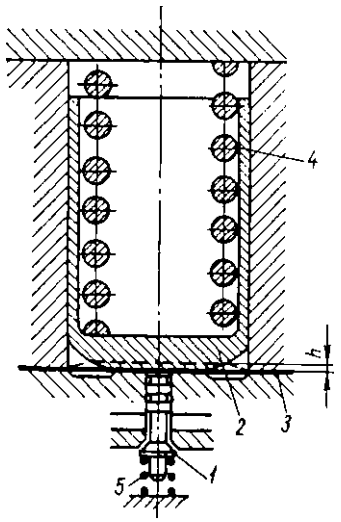


Рис. 442. Импульсный механизм регулятора давления

Пренебрегая усилием, создаваемым пружиной *5* и клапаном У, которое обычно невелико, можно считать, что грибок *2* находится в равновесии под действием сил, создаваемых пружиной 4, давлением среды на мембрану 3 и упругостью мембраны. Поэтому уравнение статического равновесия здесь имеет вид

$$Qn\text{-}Q_P + Q_{yM} = O,$$

где Q_n — усилие, создаваемое пружиной;

Q_P — усилие, создаваемое давлением среды на мембрану, без учета жесткости мембраны;

QyM — усилие, создаваемое жесткостью мембраны.

Для удобства расчетов обычно силы Q_p и Q_{yM} рассматривают совместно и выражают в следующем виде:

$$Qs = Qp\sim Qy_M = PF_3>$$

где F_9 — эффективная площадь мембраны в $см^2$.

Отсюда следует, что эффективная площадь мембраны является условной величиной, отображающей влияние площади и геометрической формы мембраны, ее жесткости, диаметра грибка, радиуса сферы грибка и положения мембраны относительно плоскости зажима, на величину рабочего усилия, передаваемого давлением среды через мембрану на грибок.

При любом сочетании прочих факторов диаметр мембраны D по периметру зажима остается постоянным и вполне определенным; поэтому целесообразно величину эффективной площади вычислять относительно площади F, определяемой диаметром D, т. е.

$$F_9 = \phi F \ см^2,$$

где F — площадь мембраны по диаметру D; $F = 0{,}785D^2$;

Ф — коэффициент эффективности, показывающий, какую часть от F составляет эффективная площадь F_3.

Коэффициент ф целесообразно представить в виде

$$ф = Cф_0,$$

здесь c — коэффициент изменения ф, учитывающий влияние хода мембраны на F_9 (при $h = 0$ c — 1);

Фо — начальный коэффициент эффективности, учитывающий влияние на эффективную площадь прочих факторов; при нейтральном положении мембраны $ф = ф_0$.

В конструкциях типа, приведенного на рис. 442, обычно применяют плоские мембраны и грибки с шаровой опорной поверхностью. Мембраны изготовляются обычно из стали Х18Н10 толщиной б = 0,2 *мм* (от б = 0,1 до б = 0,3 *мм).*

Можно предложить следующую методику определения эффективной площади плоских металлических мембран диаметром от $D = 25$ *мм* до $D = 60$ *мм* из стали Х18Н10 толщиной 0,1—0,3 *мм.*

Коэффициент c выражается формулой

$$c = 1 \pm w_c h,$$

где w_c — коэффициент жесткости мембраны;

$к$ — ход мембраны в *мм.*

Знак «плюс» соответствует прогибу мембраны от нейтрального положения в сторону рабочей среды, знак «минус» — в сторону пружины.

Величина начального коэффициента эффективности определяется по формуле

$$Фо = 0\ Jk_б k_d kfik_P k_M k_{n9}$$

где частные коэффициенты $k_б$, k_d, k_P, k_M и k_n (табл. 139) учитывают влияние на $ф_0$ соответственно толщины листа б, диаметра грибка d, радиуса поверхности грибка $Я_г$, давления среды Р, состояния материала и числа слоев n.

Величина коэффициента жесткости мембраны определяется по формуле

$$w_c = 0{,}4X_D X_б X_M X_P X_n]$$

частные коэффициенты X_D, $X_м$, X_P и X_n (табл. 140) учитывают влияние на w_c соответственно диаметра мембраны D, толщины листа б, состояния материала, давления среды Р и числа слоев.

Таблица 145

Значения частных коэффициентов *k*

*6	6 = 0,1 *мм* 6 = 0,2 ж 6 = 0,3 »		$k_б$ = 1,05 $k_б$ = 1,00 $k_б$ = 0,92
kd для *D* = 40 *мм*	при R_C<^2D		1.0
	При $Я_г$ ^ 3D	4 = 0.5 4 = 0.6 4 = 0 , 7 4=0.8 4 = 0,9 4 = 0.95	k_d = 0,85 k_d = 0,92 k_d = 0,98 k_d= 1,03 k_d = 1,10 k_d= 1,16
kR	$Я_г$ = 2D 4D	= 0,90 = 1,00	
kp	D = 25 *мм*	Р = 100 *кГ/см²* *Р*= 150 » Р = 200 »	k_P= 1,10 k_P = 1,00 k_P= 1,04
	D = 40 мм	Р = 60 *кГ/см** *Р* = 100 » Р = 120 »	*kp* = 1,08 k_P= 1,00 k_P = 0,92
	D = 60 *мм*	Р = 20 *кГ/см²* *Р* = 40 » Р = 60 »	k_P = 1,03 k_P = 0,98 k_P= 0,90
k_M	Нагартованная (Н и ОН)	= 1.0	
	Мягкая (М)	k_M= 1,08	
kn	*n* = 1 *n*= 2ч-3	ЛЛ = 1,0 k_n = 0,94	

Таблица 145

Значения частных коэффициентов к

ко	*D* = 25 *мм* *D* = 40 » *D* = 60 »		X_D= 1,25 *X[)* = 0,95 *X[)* = 0,60
h	6 = 0,1 *мм* 6 = 0,2 » 6 = 0,3 »		Яб = 0,85 X_6 = 1,00 А*= 1,15
Кн	Нагартованная Н		= 1,0
	Особо нагартованная ОН		А« = 1,1
	Мягкая М		$X_м$ = 0,75
Хр	*D* = 25 *мм*	*P* = 100 *кГ/см²* Р = 150 » Р = 200 »	X Р = 1,0 X_P = 0,80 *Хр* = 0,75
	D = 40 *мм*	*P* = 60 /сГ/сж² Р = 100 » Р = 120 »	X_P = 1,1 *Хр* = 0,80 X_P = 0,72
	D = 60 *мм*	Р = 20 *кГ/см²* Р = 40 » Р = 60 »	X_P= 1,0 *Хр* = 0,95 X_P = 0,90
К	*n*= 1 *n*= 2 л = 3		$X_п$= 1,0 1,2 $X_п$ = 1,4

При выборе величины полного хода металлической мембраны рекомендуется ограничиваться пределами, указанными в табл. 141.

Таблица 141

Предельный ход металлических мембран

D в *мм*	25	40	60
$h_п$ в *мм*	±0,12	±0,16	±0,22

В этих пределах зависимость изменения усилия на грибке от высоты подъема мембраны h при постоянном давлении выражается прямой линией, проходящей через точку $y = Py_0F$ при x = О, с углом наклона tg $a = w_c$.

При выборе величины хода необходимо учитывать также долговечность мембраны.

Применение двухслойных и трехслойных мембран (из двух и трех листов) незначительно снижает величину начальной эффективной площади ц)$_0$Р (примерно на 6%), но существенно увеличивает жесткость мембраны. Мембрана из двух листов имеет на 20%, а мембрана из трех листов на 40% большую жесткость, чем такая же однослойная мембрана.

В регуляторах давления с импульсным клапаном мембрана является приводом импульсного клапана, но при этом она также выполняет задачу чувствительного элемента, обеспечивающего изменения давления на поршне в зависимости от изменения давления в регулируемом потоке. Чувствительность регулятора тем выше, чем выше чувствительность импульсного механизма. Последнюю можно оценить отношением $\frac{Дг}{ду}$, т. е. отношением приращения хода мембраны к приращению давления. Поскольку жесткость мембраны с увеличением хода изменяется, то величина отношения $\frac{ДА}{др}$ зависит от рассматриваемого положения мембраны. Для большей определенности приращения хода будем отсчитывать от нейтрального положения мембраны, тогда, заменив $Ah = h$, получим отношение $\frac{h}{P}$, где h — ход мембраны при изменении давления на величину AP.

Рассмотрим влияние различных факторов на величину хода мембраны.

Уравнение равновесия грибка (и мембраны) при подъеме центра мембраны на величину h имеет вид

$$Qi + C_XA - (Q_2 - C_2h) - P_xcpF = 0.$$

Здесь Qx и Q_2 — установочное усилие большой и малой пружины (при Л = 0);

С, и C_2 — жесткости большой и малой пружины;

P_c — давление среды, соответствующее подъему мембраны на высоту Л;

ср — коэффициент эффективности при подъеме мембраны на высоту А.

Заменив ср = сф$_0$, где $c = 1 — w_ch$ (при подъеме мембраны вверх от нейтрального положения), и учитывая, что $Q_x — Q_2 = P_0<p_0F$ (P_Q — давление среды при h = 0), в результате соответствующих преобразований получаем

$$\frac{A}{ДР} = \frac{Ф_0}{C_x + C_2 + o;_c 9_0 F(P_0 + AP)}$$

С увеличением отношения увеличивается ход мембраны h при одном и том же приращении давления, т. е. клапан будет более чувствительным. Следовательно, чувствительность клапана возрастает с увеличением начальной эффективной площади фо/[7] (не пропорционально), с уменьшением жесткости пружин C_1 и C_2 и жесткости мембраны w_c. При этом, однако, следует иметь в виду, что с увеличением начальной эффективной площади увеличивается усилие пружины, а следовательно, изменяется и ее жесткость.

Если пренебречь значением C_2 по сравнению с $C_г$ и значением AP по сравнению с P_0, то получим

$$\frac{A}{\text{Д Р}} \sim + \frac{\text{фо}^{\wedge}}{l}$$

или

$$\frac{J\,L}{\text{AP}} \sim$$

Таким образом, чувствительность мембранного привода зависит от суммы двух величин: и $w_c P_Q$. Из первого выражения следует, что увеличение эффективной площади целесообразно лишь в тех случаях, когда оно не приведет к пропорциональному увеличению жесткости пружины $C_г$. Для увеличения чувствительности также целесообразно уменьшение коэффициента жесткости мембраны w_c. При прочих равных условиях с увеличением P_0 чувствительность мембранного привода снижается.

Выявим влияние диаметра мембраны D на чувствительность мембранного привода. Примем, что число витков пружины постоянно и средний диаметр пружины пропорционален диаметру мембраны D.

Эффективная площадь мембраны при постоянном значении $ф_0$ пропорциональна D^2. Чтобы уравновесить усилие среды при увеличении диаметра мембраны в п раз, необходимо увеличить усилие пружины в n^2 раз. Усилие пружины можно выразить зависимостью

$$Q = c\,«D\,T_р>$$

где c о — обобщенный коэффициент;

d — диаметр проволоки;

$D_{ср}$ — средний диаметр пружины.

Чтобы усилие пружины увеличилось в n^2 раз при увеличении диаметра $D_{ср}$ в n раз, необходимо d увеличить в n раз. При этом жесткость одного витка возрастет в п раз, так как она выражается формулой

где G — модуль сдвига;

A_2 — коэффициент (см. п. 9).

Таким образом, с увеличением диаметра мембраны в п раз жесткость пружины возрастает также в п раз, а эффективная площадь в п² раз, следовательно, отношение $\frac{C_y}{}$ уменьшится в п раз. Отсюда следует, что с увеличением диаметра мембраны чувствительность мембранного привода увеличивается.

Сопоставим значения $\frac{Q}{}$ г и $w_c P_0 па$ конкретных конструкциях и выявим относительное значение жесткости пружины и мембраны.

Рассмотрим регулятор давления «до себя» с поршневым приводом и встроенным импульсным механизмом на рабочее давление $Рра_б$ = 200 *кПсм²*. В этом регуляторе установлена мембрана диаметром D = 30 *мм* из трех листов толщиной б = 0,2 *мм* при = 0,97. Радиус сферы грибка $Я_г$ = 90 *мм.* Большая пружина имеет жесткость C_x = 33,3 *кГ/мм.* В этом случае имеем

h | | | | поог

Здесь принято: F = 7,06 *см²]* $ф_0$ = 0,70; w_c = 0,53.

$\frac{Q}{}$

Таким образом, = 6,73, а $w_c P_0$ = 106, т. е. влияние жесткости мембраны является решающим, а жесткость пружины большого значения не имеет, так как она составляет примерно 6,5% второго слагаемого знаменателя.

Рассмотрим условия работы регулятора, рассчитанного на давление P_y = 10 *кГ1см²*. Он имеет мембрану диаметром D = = 60 *мм (F* = 28,27 *см²),* диаметр грибка d = 44 *мм* (отношение = 0,74). Жесткость большой пружины $C_г$ = 12,3 *кГ/мм.*

При толщине мембраны б = 0,2 *мм* примем $ф_0$ = 0,77 и w_c = **0,26.**

Подставив эти значения, получаем

$$\frac{h}{ДР} = \frac{12,3}{28,27 \cdot 0,77} + \frac{1}{0,56 + 2,6} = 0,417$$

В обоих рассмотренных конструкциях жесткость мембраны имеет большее значение, чем жесткость пружины; однако в первом случае (D = 30 *мм,* $P_{раб}$ = 200 *кГ/см²)* жесткость мембраны примерно в 16 раз больше жесткости пружины, во втором случае (D = 60 *мм,* P_y = 10 *кГ!см²)* — примерно в 4,6.

Из приведенного анализа следует, что для повышения чувствительности мембранного привода в первую очередь следует обеспечивать малую жесткость мембраны (увеличение диаметра

мембраны, уменьшение толщины, применение мягкого ненагартованного материала и т. д.); уменьшение же жесткости пружины (увеличение числа витков и пр.) не может дать существенных результатов при жесткой мембране.

Полученные данные позволяют определить, какое приращение давления по абсолютной и относительной величине потребуется для получения заданного хода мембраны.

Подъем импульсного клапана при пружинно-мембранном приводе с плоской металлической мембраной равен

$$h = \frac{\Delta P}{\quad}$$

или приближенно

$$\Delta P$$

Для рассмотренных нами случаев приближенное решение дало результаты: для первого

$$\frac{1}{tt} \frac{\Delta P}{\text{— "УУз"}}$$

для второго

$$\frac{}{ft} \cdot \frac{}{n} \; I_{0,1b} n \; MM,$$

Если принять ход мембраны в обоих случаях равным 0,2 *мм,* то в первом регуляторе потребуется изменение давления на

$$\Delta p = \text{П3/г} = 113\text{-}0{,}2 = 22{,}6 \quad кГ/см^2 \backslash$$

во втором регуляторе на

$$\Delta P = 3{,}16h = 0{,}63 \quad кГ/см^2.$$

При этих условиях в первом регуляторе *(P_0 = 200 кГ/см²)* ΔP составит 11,3%; во втором регуляторе *(P_0 = 10 кГ/см²)* ΔP составит 6,3%.

8. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПРИВОДОВ

Силовой расчет электромагнитных приводов производится до настоящего времени приближенно в связи с недостатком данных, подтвержденных экспериментами.

Чтобы срабатывание электромагнитного клапана происходило быстро, тяговое усилие электромагнита должно превышать сумму сил, противодействующих открыванию.

Дифференциальное уравнение движения тарелки клапана при его открывании электромагнитным приводом может быть выражено в общем виде формулой

Начало отсчета пути x от положения клапана в закрытом виде; начало отсчета времени t — момент начала открывания.

Здесь m — масса подвижных частей, связанных с якорем магнита, а также масса жидкости, заполняющей клапан и движущейся вместе с клапаном;

A — значение сил, вызывающих повышение давления на клапан в связи с вытеснением жидкости из надклапанного объема;

B — значение сил, изменяющихся в зависимости от положения клапана над седлом, — тяговое усилие магнита, усилие от перепада давлений на клапане;

C — значение сил, имеющих постоянную величину, — вес подвешенных к якорю магнита деталей, сила трения в сальнике и в направляющих.

Поскольку в работе электромагнитного клапана принимают участие пружины, поршни, мембраны и т. п., силовой расчет должен включать и элементы гидравлических расчетов с целью определения скоростей в соединительных каналах и разности давлений на клапане, поршне или мембране в различные моменты времени и при различных положениях клапанов.

9. РАСЧЕТ ПРУЖИН СЖАТИЯ

В конструкциях арматуры применяются пружины сжатия, растяжения и кручения. Наибольшее распространение в машиностроении, и в частности в арматуре, приобрели цилиндрические винтовые пружины сжатия из проволоки круглого сечения. Это объясняется большей надежностью их работы по сравнению с другими и сравнительно простой технологией изготовления.

По требованиям эксплуатации, пружины можно подразделить на ответственные, 1-го класса точности, используемые в регулирующих, редукционных и предохранительных клапанах, муфтах ограничения крутящего момента и т. д., и пружины обычного назначения, 2-го класса точности, применяемые в рукоятках, защелках, обратных клапанах как пружины возврата деталей в исходное положение и т. д.

В пружинах 1-го класса точности допускаются отклонения прогиба до ±10% от номинала для достижения заданного усилия или пружины изготовляются по особым техническим условиям; в пружинах 2-го класса точности допускаются отклонения прогиба ±15% от номинала для достижения заданного усилия.

Ниже приводится расчет только пружин сжатия, как наиболее распространенных.

Статическое усилие Q, действующее на пружину, вызывает в каждом из поперечных сечений проволоки пружины следующее суммарное напряжение от среза и кручения (рис. 443):

$$\tau = \frac{4Q}{\pi d^2} + \frac{8QD_{cp}}{\pi d^3} = \frac{4Q}{\pi d^2}\left(1 + \frac{2D_{cp}}{d}\right).$$

Отбрасывая единицу в скобках, как величину малую по сравнению со вторым членом, получаем приближенную формулу

$$\%Q^{D}ср\ кpj_{ММ}2\text{^}$$

Прогиб пружины находим из формулы

$$F = \frac{SQD\%n}{Gd^4}$$

где $D_{ср}$ — диаметр пружины по оси сечений витков (средний диаметр) в *мм;*

d — диаметр проволоки пружины в *мм;*

G — модуль сдвига в *кГ/мм*^{2}.

Для учета влияния дополнительных факторов вводят поправочный коэффициент, и формула напряжений получает вид

$$\text{т} = k_x \frac{2\text{>}55\text{л}\quad \text{о}p}{} \quad кГ/мм^2,$$

где коэффициент

$$, \quad _ \frac{4\text{т} — 1}{— 4\text{т} —4 + m} \quad , \quad 0{,}615 \qquad m \quad = \quad д'ср$$

Формула для определения величины прогиба пружины имеет вид

$$F = k, \frac{SQD\%n}{\text{Gd}^4} \quad мм.$$

где

$$— 1 + 2\text{т} \qquad 2\text{т}^2$$

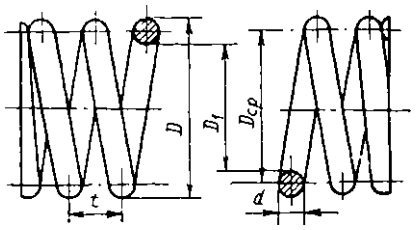


Рис. 443. Основные размеры пружины сжати я

Для нормальной работы пружины следует величину т выдержать в пределах (в виде исключения допускается 3 < m < 20).

При расчете пружин значительную помощь в смысле наглядности оказывают диаграммы зависимости прогиба пружины F от действующего усилия Q (рис. 444), которые используются для последовательного определения параметров пружины.

Действительная (уточненная) характеристика несколько отличается от линейной (рис. 445). При увеличении нагрузки жесткость длинных пружин несколько снижается из-за уменьшения угла наклона витков; жесткость коротких пружин, используемых, например, в регулирующих клапанах, наоборот, увеличивается в связи с уменьшением числ&рабочих витков при.сжатии пружины.

Допускаемые напряжения, принимаемые обычно при расчете пружин, имеют большие значения и находятся обычно в пределах: для стали — от 40 до 135 *кГ1мм*^{2}, для бронзы — от 30 до 45 *кГ/мм*^{2}.

Величина допускаемого напряжения зависит от материала проволоки и изменяется с изменением диаметра, так как проволока малого размера благодаря процессу волочения приобретает повышенные механические качества. Для катаного материала допускаемое напряжение не зависит от диаметра.

Величины допускаемых напряжений, применяемых при расчете пружин из различных материалов, приведены в табл. 142 143 и 144.

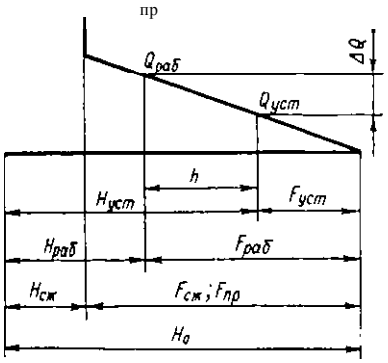


Рис. 444. График изменения усилия при сжатии пружины:

Qy_{Cm} — усилие предварительного поджатия, с которым пружина устанавливается в механизме, соответствует наименьшему усилию, с которым пружина работает в механизме; $Q_{p}Q$~наибольшее усилие пружины, которого она достигает в процессе работы механизма; $Q_{пр}$ — пробная нагрузка при испытании; Q^—усилие пружины при сжатии ее до соприкосновения витков; AQ — приращение усилия $bQ=Q_{раб}—Qy_{Cm}$\ $F_{уст}$• $F_{раб}$, $F_{пр}$ " ^ - прогибы пружины, соответствующие усилиям Qy_{Cm} $Q_{раб}$ $Q_{пр}$ Q_{max} '* h ~ ход "Ру*ины равный $h = F_{раб} - F_{уст}$

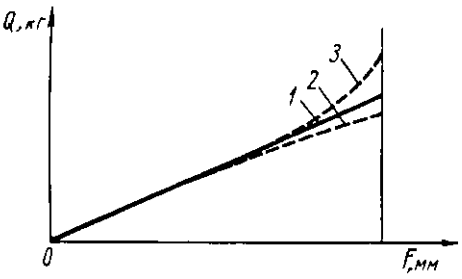


Рис. 445. График $Q = f(F)$ — характеристика пружин сжатия:

/—расчетная характеристика; 2—уточненная теоретическая характеристика длинных пружин; 3 — уточненная теоретическая характеристика коротких пружин

Пружины, изготовленные из углеродистой холоднокатаной стали (марки В), подвергаются упрочняющему отпуску для снятия напряжений при температуре 240—260° С с выдержкой в 10 — 30 *мин* в зависимости от диаметра проволоки. Охлаждение производится на воздухе.

Пружины из легированной стали подвергаются закалке с охлаждением в масле. Температура нагрева: для стали 60С2А — 820—840° С, для стали 50ХФА — 850—860° С и для стали 4Х13 — 1000—1100° С. Выдержка при нагреве в пределах от 8 до 30 *мин* в зависимости от диаметра проволоки пружины. После закалки пружины из легированной стали подвергаются отпуску в соляной ванне с нагревом: стали 60С2А — 400—425° С (*HRC* 48—52), стали 50ХФА — 400—420° С (*HRC* 46—50) и стали 4Х13 — 480—495° С (*HRC* 46-50).

Пружины из стали Х18Н10Т подвергают упрочняющему отпуску для снятия напряжения при температуре 400—430° С с выдержкой 20—30 *мин* и охлаждением на воздухе.

Таблица 142

Допускаемые напряжения в пружинах из углеродистой стали

Материал пружины	Углеродистая сталь диаметром 0,2—8,0 *мм* холоднотянутая, без термообработки после навивки *		
Допустимые условия эксплуатации (без покрытий)	Атмосфера с нормальной влажностью при температуре от —40° С до +120° С		
Класс проволоки	Класс I	Класс II	Класс III
d в *мм*	*$\tau_{доп}$ кГ/мм**		
0,20; 0,22; 0,25; 0,28; 0,30	135	115	90
0,32; 0,36; 0,40; 0,45; 0,50; 0,56; (0,60) **	135	110	85
0,63; 0,70; (0,75); 0,80	130	110	85
(0,85); 0,90	130	105	85
1,0	125	105	85
1,1; 1,2	120	100	80
(1,3); (1,4)	115	95	75
(1,5); 1,6	110	95	75
(1,7); 1,8	105	90	70
2,0	100	90	70
2,2; (2,3)	95	85	70
2,5; 2,8	90	85	65
3,0; 3,2; (3,4); (3,5); 3,6	85	80	60
4,0	80	75	60
4,5; 5,0; 5,6; 6,0	75	70	55
6,3; 7,0; 8,0	75	65	50

* С применением упрочняющего отпуска для снятия напряжений.
** Размеры, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

Таблица 143

Допускаемые напряжения в пружинах из легированной стали

Марка стали	60С2	60С2А	50ХФА	4Х13	Х18Н10Т
Материал в состоянии поставки и диаметр проволоки d в *мм*	Прокат, 5 - 50 *мм*	Холоднотянутая, 3 — 12 *мм*	Термически обработана. Прокат, 5—50 *мм*, проволока, 0,5 — 14 *мм*	Термически обработана, 0,2 — 6,0 *мм*	Нагартованная или холоднотянутая, 0,2—8,0 *мм*
Термообработка после навивки	Закалка и отпуск *HRC* 48-52		Закалка и отпуск *HRC* 46 — 50		Без термообработки
Допустимые условия эксплуатации (без покрытий)	Атмосфера с нормальной влажностью		Атмосфера с нормальной влажностью. Вибрационные нагрузки	Влажная атмосфера, пресная вода, слабые растворы кислот и щелочей	Коррозионные среды. Низкие и высокие температуры
Температура при эксплуатации	От -40 до +250° С		От —40 до +350° С	От —40 до +400° С	От —196 до -f-400° С
d в *мм*	$\tau_{доп}$ в *кГ/мм**				$\tau_{доп}$ в *кГ/мм**
Проволока 0,20 0,25; 0,30; 0,35 0,40; 0,45; 0,50 0,55; 0,60; 0,65 0,70; 0,75; 0,80 0,85; 0,90; 1,0; 1,1 1,2; 1,3; 1,4; 1,5				45	90 '
1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8			75	45	90
0,5; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 3,2; 3,8; 4,2; 4,8			75		
3,0; 3,5		75	75	45	90 **
4,0; 4,5		75	75	45	85 '
5,0; 5,5		75	75	45	85 '
6,0		75	75	45	80 «
6,5		75			80 '
7,0; 7,5; 8,0		75	75		75 '
8,5; 9,0; 9,5; 10; И; 12		75	75		
10,5; 11,5		75			
13; 14			75		
Прокат 5,0; 5,6 6,3; 7; 8; 9; 10; И 12; 13; 14; 15; 16 17; 18; 19; 20; 21 22; 24; 25	75		75		

* Для термически обработанной $\tau_{оп} = 40$ *кГ/мм²*\ для нагартованной $\tau_{доп} = 55$ *кГ/мм²*.

** Проволока холоднотянутая.

Таблица 145

Допускаемые напряжения в пружинах нэ бронзы

Марка бронзы	Бр-КМц3-1	Бр-ОЦ4-3	ББ	
Материал в состоянии поставки и диаметр проволоки в *мм*	Нагартованная			
	0,2-10	0,2-12	0,5-12	
Термообработка после навивки	Без термообработки		Облагораживание	
Допустимые условия эксплуатации (без покрытий)	Влажная атмосфера, пресная вода, пар. Немагнитна	Влажная атмосфера, пресная и морская вода, пар	Применяется в исключительных случаях. Во взрывоопасных средах. Высокая немагнитность	
Температура при эксплуатации	От -40 до +200° С		От -180° С до +200° С	
d в *мм*	$\tau_{доп}$ в *кГ/мм²*			
0,20; 0,25; 0,30; 0,35; 0,40; 0,45	45	36	Нагартованная	Облагороженная
0,50; 0,55; 0,60; 0,65; 0,70; 0,75; 0,80; 0,90; 1,0; 1,1; 1,2; 1.3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 2,0; 2,3; 2,4; 2,5; 2,6	45	36	38	65
0,85; 0,95	45	36	-	-
1,9; 2,1; 2,7; 2,9	-	-	38	65
2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 4,0; 4,2; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0	42	31	38	65
8,5; 9,0; 9,5; 10	40	31	38	65
11; 12	-	-	38	65

Пружины из проволоки марки Бр.КМцЗ-1 подвергают упрочняющему отпуску для снятия напряжений при температуре 120—150° С с выдержкой в течение 1—2 *ч* и последующим охлаждением на воздухе.

Пружины из бериллиевой бронзы марки ББ подлежат закалке с охлаждением в воде комнатной температуры. Нагрев перед закалкой — до 780° С с выдержкой 1—2 *ч*. После закалки производится облагораживание при температуре 325° С с выдержкой 2—5 *ч* в зависимости от диаметра проволоки пружины.

Для стабилизации размеров пружин, изготовленных из закаливаемых сталей, и предварительной проверки качества материала и результатов термической обработки пружины непосредственно после закалки и отпуска подвергаются заневоливанию на 6 ч путем сжатия пружины до соприкосновения витков.

Пружины, изготовленные из углеродистой холоднокатаной стали (марки В) без закалки после навивки, после упрочняющего отпуска для снятия напряжений подвергают заневоливанию на 6 *ч* либо взамен этого производят 3—5-кратное сжатие пружины до соприкосновения витков.

Антикоррозионные и электролитические покрытия пружин и прогревы, выполняемые после покрытий с целью удаления водорода, могут быть источником возникновения хрупкости пружины; поэтому такие пружины после покрытий подвергаются заневоливанию на 24 *ч* до соприкосновения витков. В тех исключительных случаях, когда заневоливание путем сжатия пружины до соприкосновения витков недопустимо из-за чрезмерно больших напряжений, которые могут возникнуть, заневоливание производится на величину наибольших деформаций, создаваемых в пружине при ее работе в арматуре.

В связи с тем, что пружина сжатия работает под действием осевой нагрузки, при проектировании следует обеспечить ее продольную устойчивость против бокового выпучивания.

Продольная устойчивость пружины зависит от отношения $\frac{H_0}{D_{ср}}$, т. е. отношения длины пружины в свободном состоянии к среднему диаметру пружины, и от способа закрепления конечных витков, определяющего возможность поворота крайних витков пружины.

Следует различать два случая крепления (рис. 446): конечные витки имеют возможность поворачиваться относительно вертикальной оси (/) и не имеют (II).

Для того чтобы пружины не теряли устойчивости при любом прогибе, необходимо выдержать:

При закреплении по типу I $\frac{H_0}{D_{ср}} \leqslant 3{,}0$

» » » » II $\frac{H_0}{D_{ср}}$

Расчет пружины обычно выполняется методом подбора путем последовательного сближения ряда решений. Для облегчения выбора пружины рекомендуется пользоваться табл. 145. В ней приведены значения Q — нагрузки на сжатую пружину при достижении напряжений т и жесткость одного витка пружины $C_т$. Величины напряжений т в табл. 145 соответствуют допускаемым напряжениям $m_{доп}$ при диаметрах от 1 до 2,8 *мм* для проволоки класса *II* из углеродистой стали и при диаметрах от 3,0 *мм* и более для сталей марок 60С2 и 60С2А. Когда допускаемое напряжение принимается иное (другая марка стали, пружина из бронзы, особые условия работы), величина Q_{cotc} определяется по формуле

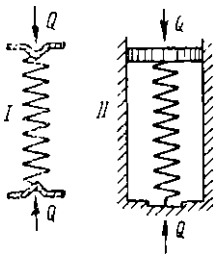


Рис. 446. Схемы закрепления конечных витков пружин сжатия:

/—центрирование по оси с возможностью поворота витков; // — фиксирование по плоскости без возможности поворота витков i

где Q и т — данные табл. 145.

В табл. 145 приведены также значения жесткости одного витка пружины из стали при модуле сдвига при кручении $G = 8000$ *кПсм*^{2}. В тех случаях, когда величина G имеет иное значение (для стали Х18Н10Т $G = 7000$ *кГ/см*^{2}, для бронзы $G = 4000$ *кГ/мм*^{2}, для бериллиевой бронзы $G = 5100$ *кГ/мм*^{2}), величина C_x определяется по формуле

$$c1 = C_{x\,(табл)} \qquad кГ/мм.$$

При определении шага пружины t зазор между витками б принимается равным: $6 \wedge 2d$ при $d \wedge 5$ *мм*> $6 \wedge 0{,}1$,гГпри d> >5 *мм* (обычно $\frac{D_c p}{g} \wedge t \wedge -y-1$.

Число рабочих витков п выбирается кратным 0,5 и должно быть не менее 2, т. е. $n > 2$.

Ответственные пружины регулирующих и редукционных клапанов, предназначенные для обеспечения определенной расходной характеристики, должны иметь число рабочих витков не менее 5, т. е. $n > 5$.

Методика расчета пружин для одного из часто встречающихся случаев заключается в следующем.

Заданы: усилие предварительного поджатия в *кГ;* наибольшая рабочая нагрузка $Q\wedge$ в *кГ* ход пружины h в *мм;* средний диаметр пружины $D_{ср}$ в *мм.*

1. Определяют из технических условий, а если таковых нет, то задаются величиной нагрузки при сжатии пружины до соприкосновения витков, которая может быть принята, $Q_{coc} > 1{,}25Q\wedge$. Для ответственных пружин принимают $Q_{COiC} \wedge 1{,}3\$\wedge$.

2. Выбирают материал для пружины, исходя из условий ее эксплуатации, степени ответственности, температурного **режима** работы и пр., после чего задаются наибольшим допустимым для данного материала напряжением т^, соответствующим нагрузке Q_{C0iC} при сжатии пружин до соприкосновения витков.

3. Пользуясь табл. 145, предварительно выбирают диаметр проволоки по величине нагрузки Q_{C0lC} и среднему диаметру пружины $D_{ср}$ с учетом соотношения между принятым допускаемым напряжением т^ и напряжением, принятым в таблице.

4. Определяют действительное напряжение в проволоке пружины при Q_{C0K}

$$T = \frac{2№biQco,cDcp}{\text{^з}} \text{ кГ/мм}^{a?}.$$

5. Вычисляют необходимую жесткость пружины, исходя из заданных условий,

$$C_n = \partial \text{ кГ/мм,}$$

где $AQ_h = Q_{раб} - Qуст$ — приращение нагрузки;
$= F_{раб} - F_{уст} - \text{ХОД Пружины}.$

6. Находят жесткость одного витка пружины, пользуясь табл. 145, или вычисляют по формуле

$$C_{\text{ч}_1} = \frac{\text{—^—}}{\text{тм\%k2}} \text{ кГ/мм.}$$

7. Определяют необходимое число рабочих витков, исходя из соотношения $л = \frac{Q}{Cn}$ округляя его до 0,5 витка при п<20 и до 1 витка при п > 20.

8. Вычисляют полное число витков пружины $ti_1 = п + 2$.

9. Определяют шаг пружины

$$t = d + \text{^ мм.}$$

10. Находят длину пружины в свободном состоянии, когда конечные витки поджаты и зашлифованы,

$$\#o = nt + 1{,}5d \text{ мм.}$$

11. Проверяют, сохранены ли условия устойчивости, для чего в свободном состоянии пружины должны быть выдержаны следующие соотношения

При закреплении пружины по типу /. . . . . $H_0 \text{ ^ } 3D_{cp}$
» » » » » / /. . . . . $H_0 \text{ ^ } 5D_{ср}$

Если это условие не выдержано, то пружину следует составить из нескольких частей, обеспечив направление конечных витков этих частей с помощью направляющих втулок.

Значения нагрузки Q (верхнее число) и жесткости одного витка C_x сталь, G =

Диаметр проволоки d в мм	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
Напряжение т в кГ/мм²	105	100	100	95	95	95	95
Средний диаметр пружины $D_{ср}$ в мм	Q — нагрузка в кГ при т в кГ/мм² жесткость одного витка пружины:						
8	4,35 1,845	5,41 2,706	7,01 3,795	8 22 5,22	10,1 7,05	12,21 8,43	14,58 11,85
9	3,93 1,31	4,92 1,90	6,27 2,22	7,48 3,69	9,24 4,90	11,16 7,42	13,38 8,37
10	3,61 0,956	4,50 1,40	5,77 1,97	6,86 2,70	8,45 3,63	10,28 4,75	12,22 6,13
п	3,27 0,711	4,15 1,05	5,33 1,48	6,35 2,03	7,81 2,73	9,48 3,59	11,34 4,61
12	3,07 0.559	3,81 0,815	4,93 1,15	5,89 1,57	7.25 2,12	8,86 2,78	10,53 3,58
13	2,85 0,439	3, £8 0,644	4,60 0,905	5,51 1,24	6,80 1,67	8,30 2,19	9,91 2,82
14	2,66 0,353	3,35 0,515	4,31 0,727	5,15 0,998	6,36 1,34	7,80 1,76	9,32 2,27
15	2,56 0,287	3,15 0,419	4,05 0,590	4,86 0,815	6,04 1,09	7,44 1,43	8,80 1,85
16	2,36 0,237	2,98 0,347	3,8 0,488	4,58 0,674	5,66 0,904	6,94 1,18	8,30 1,53
17	2,20 0,198	2,83 0,289	3 62 0,407	4,35 0,560	5,39 0,755	6,49 0,990	7,91 1,28
18	2,14 0,167	2,67 0,245	3,44 0,345	4,13 0,473	5,10 0,673	6,24 0,837	7,49 1,08
19	2,03 0,142	2,53 0,208	3,27 0,293	3,94 0,402	4,86 0,540	5,95 0,710	7,14 0,920
20	1,925 0,122	2,43 0,179	3,13 0,250	3,75 0,346	4,66 0,465	5,68 0,610	6,83 0,790
21		2 31 0,156	3,00 0,218	3,50 0,303	4,44 0,403	5,43 0,527	6,51 0,683
22		2,22 0,135	2,88 0,191	3,44 0,262	4,28 0,352	5,23 0,458	6,30 0,595
23			2,77 0,166	3,30 0,229	4,10 0,308	5,00 0,407	6,03 0,522
24			2 64 0,146	3,18 0,185	3,94 0,273	4,81 0,356	5,81 0,460
25				3,05 0,180	3,79 0,242	4,55 0,316	5,59 0,422

Таблица 145

(нижнее число) для пружин сжатия или пружин растяжения. Материал — 8000 *кГ/мм²*

1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
90	90	85	85	85	75	75	75	75	75	75	75
изменение усилия в *кГ* на 1 *мм* прогиба											
19,00 19,05	25,1 28,60	30,5 41,7	42,5 69,2								
17,47 13,33	22,5 20,2	28,3 29,5	39,6 48,7	53,3 76,1	55,8 99,7						
16,1 9,75	21,5 14,8	26,5 21,62	36,8 35,6	50,2 55,8	52,7 73,6						
15,0 7,36	20,2 11,2	24,6 16,3	34,8 27,0	47,3 42,2	49,7 55,4	74,1 101,6					
14,0 5,70	18,8 8,67	23,1 12,6	32,8 22,6	44,6 32,7	47,2 43,0	71,0 79,0	99,0 133,5				
13,3 4,53	17,6 6,85	21,7 9,99	30,9 16,5	42,2 25,8	44,7 33,9	67,1 62,3	95,5 105,0				
12,4 3,59	16,6 5,50	20,6 7,78	29,2 13,2	40,0 20,7	42,4 27,2	64,0 50,1	91,0 84,8	123 135			
11,7 2,95	15,7 4,49	19,5 6,70	27,8 10,8	38,0 16,9	40,5 22,2	61,4 40,8	87,6 69,4	118 110	155 167		
11,05 2,44	14,8 3,72	18,5 5,42	26,4 8,94	36,2 14,0	38,6 18,4	58,5 38,8	84,3 57,8	i l з 91,0	149 138		
10,5 2,06	14,2 3,10	17,5 4,52	25,2 7,45	35,7 11,7	36,9 15,3	56,1 28,3	80,6 47,9	110 76,2	144 115	185 168	
10,0 1,73	13,5 2,62	16,7 3,84	24,0 6,33	33,0 9,9	35,3 13,0	53,9 23,9	77,5 40,5	106 64,5	140 97,5	180 142	223 200
9,55 1,46	12,9 2,23	15,9 3,25	23,0 5,38	31,7 8,42	33,8 11,7	51,7 20,3	74,7 34,4	103 55,0	135 83	173 121	217 172
9,12 1,26	12,3 1,92	15,3 2,81	21,9 4,52	30,4 7,25	32,4 9,52	49,7 17,5	71,9 29,6	98,6 43,3	130,5 71,5	168 104	211 147
8,72 1,09	11,8 1,66	14,6 2,42	21,1 4,00	29,2 6,25	31,2 8,25	48,0 15,1	69,1 25,6	96,0 38,3	126 62	162 90	206 127
8,35 0,950	11,3 1,45	14,1 2,1!	20,3 3,49	28,1 5,46	30,0 7,20	46,3 13,2	67,0 22,4	92,3 35,6	124 54,0	158 78,5	199 111
8,05 0,837	10,9 1,26	13,6 1,85	19,5 3,06	27,0 4,79	29,0 6,30	44,7 11,6	65,0 19,6	89,5 31,3	119 47,6	154 69,0	194 97,2
7,75 0,732	10,5 1.11	13,0 1,63	18,8 2,70	26,3 4,25	27,9 5,56	43,2 10,25	62,7 17,3	87,1 27,6	116 41,9	149 60,8	188 85,6
7,46 0,65	10,1 0,99	12,7 1,44	18,1 2,30	25,1 3,75	27,0 4,91	41,7 9,06	60,7 15,3	84,0 24,5	112 37,1	145 54,0	183 75,8

Диаметр проволоки d в *мм*	2,2	2,5	2,8	3,0	3,5	4,0	4,6
Напряжение т в *кГ/мм**	85	85	85	75	75	75	75
Средний диаметр пружины $D_{ср}$ в *мм*	Q — нагрузка в *кГ* при т в *кГ/мм*^{2} C_x —жесткость одного витка пружины:						
26	12,1 1,27	17,6 2,12	24,4 3,34	26,1 4,41	40,3 8,07	58,8 13,7	82,9 21,7
27	11,8 1,15	17,0 1,90	23,6 2,99	25,3 3,94	39,2 7,25	57,0 12,3	80,6 19,5
28	11,5 1,03	16.4 1.71	22,9 2,68	24,6 3,52	37,9 6,49	55,3 11,0	78,1 17,5
29	11,1 0,932	15.9 1,54	22,2 2,41	23,8 3,18	36,9 5,85	53,8 9,96	76,0 15,8
30	10,7 0,841	15,5 1,39	21,3 2,18	23,1 2,88	35,7 5,30	52,4 8,96	74,1 14,3
32	10,2 0,695	14,6 1,15	20,3 1,80	21,9 2,37	34,0 4,37	49,7 7,43	69,0 11,8
35	9,32 0,532	13,5 0,880	18,7 1,38	20,2 1,82	31,4 3,38	46,2 5,70	64,2 9,10
38	8,65 0,414	12,5 0,691	17,4 1,08	18,8 1,42	29,3 2,63	43,0 4,46	59,9 7,11
40	8,25 0,352	12,0 0,593	16,7 0,929	18,0 1,22	28,1 2,26	41,1 3,83	57,5 6,12
42	7,95 0,309	11,5 0,512	15,9 0,803	17,2 1,06	26,8 1,96	39,5 3,32	55,2 5,30
45		10,7 0,416	14,9 0,632	16,1 0,860	25,2 1,69	37,1 2.70	52,2 4,30
48		10,1 0,345	14,0 0,540	15,2 0,699	23,8 1,31	35,1 2,24	49,3 3,56
50		9,73 0,305	13,5 0,480	14,6 0,631	22,9 1,16	33,8 1,97	47,4 3,16
52			13,1 0,426	14,2 0,560	22, 1,03	32,7 1,76	45,8 2,82
55			12,4 0,360	13,4 0,476	21,2 0 876	31,1 1,49	43,7 2,38
58				12,8 0,405	20,0 0,750	29,6 1,27	41,6 2,03
60				12,4 0,367	19,5 0,677	28,6 1,15	40,4 1,84
62					18,9 0,615	27,8 1,04	39,2 1,67

6,0	5.5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0	10	11	12
75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
изменение усилия в *кГ* на 1 *мм* прогиба									
108 33,0	141 48,1	178 67,7	219 92,8	268 124	380 210				
105,9 29,6	137 43,0	173 60,8	214 83,4	261 111	371 189	490 270			
103 26,5	134 38,7	169 54,5	209 75,0	256 100	363 169	485 243			
100 23,9	130 34,9	166 49,0	204 67,5	250 90,5	356 153	474 220			
98,0 21,6	127 31,5	161 44,4	199 61,0	245 81,7	349 138	462 199	621 338		
92,9 17,0	121 26,0	154 36,0	190 50,5	234 67,6	334 114	455 181	599 275		
86,7 13,8	И3 20,0	144 28,3	179 38,8	219 52,0	316 88	430 140	568 212	728 310	
80,9 10,7	106 15,7	135 22,1	168 30,4	206 40,7	297 69	408 110	540 166	693 226	862 342
77,4 9,25	102 13,5	130 19,0	162 26,2	200 35,0	287 59,4	395 94,5	523 143	674 207	844 293
74,4 8,00	97,7 11,7	125 16,5	156 22,7	192 30,4	276 50,4	380 81,5	507 124	654 179	820 252
70,5 6,54	92,6 9,51	118 13,4	148 18,4	182 24,3	263 41,8	364 66,5	485 101	624 147	788 207
66,4 5,40	87,3 7,87	112 11,1	140 15,2	172 20,4	250 34,6	347 55,0	462 83,5	596 122	754 171
64,5 4,78	84,4 6,98	108 9,85	136 13,5	167 18,1	242 30,7	336 48,7	450 74,0	583 108	734 152
62,2 4,26	81,4 6,22	104 8,76	131 12,0	162 16,1	236 27,3	327 43,4	436 65,9	563 96,0	714 135
59,1 3,60	77,7 5,25	100 7,45	125 10,2	155 13,7	225 23,1	313 36,8	419 56,0	543 81,5	690 1 15
56,4 3,09	74,3 4,50	95,0 0,35	119 8,74	148 11,7	215 19,8	299 31,6	402 47,9	522 69,8	664 98,0
54,7 2,79	72,1 4,07	92,6 5,74	116 7,90	143 10,6	210 17,9	291 28,6	392 43,4	509 63,2	648 89,0
53,2 2,56	70,1 3,71	90,1 5,21	113 7,17	140 9,61	203 16,1	284 25,9	382 39,4	498 57,0	632 80,7

Диаметр проволоки d в *мм*	6,0	6,5	7,0	8,0
Напряжение т в *кГ/мм*[1]	75	75	75	75
Средний диаметр пружины $D_{Ср}$ в *мм*	Q — нагрузка в *кГ* при г в *кГ/мм** C_t — жесткость одного витка пружины:			
65	86,1 4,50	108 6,23	134 8,36	196 14,1
68	82,9 3,96	104 5,45	129 7,32	189 ' 12,4
70	81,0 3,64	102 5,00	126 6,70	184 11,4
72	78,9 3,34	99,2 4,58	123 6,17	180 10,5
75	76,2 2 96	95,6 4,07	119 5,47	174 9,27
78	73,4 2,64	92,3 3,63	114 4,88	168 8,24
80	71,8 2,44	90,5 3,36	112 4,51	164 7,65
82	70,0 2,27	88,4 3,12	110 4,20	161 7,11
85	67,9 2,04	85,7 2,80	106 3,77	155 6,40
88	65,9 1,84	83,0 2,55	103 3,40	151 5,77
90	64,7 1,72	81,4 2,37	101 3,18	148 5,41
92	63,4 1,61	79,7 2,22	98,7 2,98	146 5,05
95	61,6 1,47	77,6 2,01	96,0 2,70	141 4,60
98	59,7 1,33	75,2 1,84	93,4 2,46	137 4,20
100	58,4 1,26	73,9 1,73	91,5 2,31	135 3,95
105	56,3 1,09	70,5 1,49	87,8 2,01	129 3,42
110	53,8 0,947	68,0 1,30	84,2 1,75	124 2,97
120	49,4 0,734	62,5 1,00	78,0 1,35	115 2,29

Примечания:

1. Значения т соответствуют допускаемым напряжениям $Т_{доп}$ при диаметрах от 1 и более для сталей марок 60С2 и 60С2А.
2. При допускаемых напряжениях $x^{\wedge}_{оП}$ = т нагрузка Q соответствует $Q_{СОЛС}$ — уси

Продолжение табл. 145

9,0	10	11	12	13	14	15
75	75	75	75	75	75	75
изменение усилия в *кГ* на 1 *мм* прогиба						
273 22,5	367 34,3	482 49,5	610 70,3	760 96,2	930 130	1116 170
264 19,7	354 30,0	463 43,6	588 61,5	734 84,3	898 113	1082 149
257 18,1	346 27,5	452 40,0	576 56,5	718 77,5	880 104	1060 136
251 16,7	338 25,3	442 36,8	564 51,9	703 71,3	862 95,5	1039 125
243 14,8	327 22,4	488 32,7	546 46,1	682 63,1	836 84,5	1010 111
235 13,2	317 19,9	415 29,0	529 41,0	661 56,2	812 75,4	981 99,0
230 12,2	311 18,5	406 27,0	519 38,1	648 52,2	796 69,7	963 92,0
225 11,4	304 17,2	398 25,1	508 35,4	636 48,6	781 65,0	946 85,5
218 10,2	295 15,5	386 22,6	494 31,9	618 43,6	760 58,5	921 77,0
212 9,20	286 14,0	376 20,4	480 28,8	600 39,5	739 52,8	896 69,0
208 8,61	282 13,1	367 19,0	471 26,8	590 37,0	726 49,5	879 65,0
204 8,05	276 12,3	362 17,8	464 25,2	579 34,6	714 46,3	866 61,0
198 7,34	268 11,2	352 16,2	450 22,9	564 31,4	696 42,0	844 55,4
193 6,71	261 10,2	343 14,8	439 20,9	550 28,7	680 38,4	824 50,5
190 6,30	257 9,56	337 14,0	433 19,7	541 27,0	667 36,4	809 47,6
181 5,46	246 8,30	321 12,1	415 17,1	519 23,3	643 31,4	779 41,2
174 4,75	236 7,21	311 10,5	398 14,8	501 20,3	618 27,3	750 35,9
162 3,67	220 5,56	288 8,14	371 11,5	465 15,7	575 21,1	698 27,7

до 2,8 *мм* для проволоки класса *II* из углеродистой стали н при диаметрах от 3,0 *мм*

лию пружины, сжатой до соприкосновения витков.

12. Длину пружины в сжатом состоянии (конечные витки поджаты и зашлифованы) определяют по формуле

$$H_{сж} = (n + 1{,}5)\,d \text{ мм.}$$

13. Вычисляют наибольший прогиб пружины

$$f_{сж} = f_0 \quad H_{сж} \text{ мм.}$$

14. Определяют длину заготовки (без технологического припуска)

$$L \approx 3{,}3Z)_{ср}\ (/г + 2) \text{ мм.}$$

Пример. Рассчитать ответственную пружину редукционного клапана, исходя из следующих данных: $Q_{раб} = 80$ кГ; $Q_{уст} = 60$ кГ; $A = 30$ мм; $D_{ср} = 80+100$ мм.

Решение. $Q_{С0К} = 1{,}30Q_{раб}$, $Q_{сотс} = 1{,}3\text{-}80 = 104$ кГ.

Материал пружины — сталь 60С2. Принимаемт^ = 75 кГ/мм^2.

Пользуясь табл. 145, находим, что для пружины со средним диаметром $D_{ср} = 85$ мм из проволоки диаметром $d = 7$ мм при $\tau_{доп} = т = 75$ кГ/см^2 нагрузка = Q = 106 /сГ, а жесткость одного витка $C_г = 3{,}77$ кГ1мм. При понижении нагрузки до $Qcok = 104$ АСГ напряжение в пружине уменьшается примерно на 2%.

Необходимая жесткость пружины

$$C_п = \frac{Q_{\text{£}} - Q_{1f!}}{n}; \qquad C_п = \text{в О - 6 0}_{в\,0\,|\,6\,7\,кГ/лн|}.$$

Необходимое число рабочих витков

Принимаем п = 5,5.

Полное число витков

$$n_1 = n + 2; \qquad = 5{,}5 + 2 = 7{,}5.$$

Шаг пружины

$$t = d + \qquad = \qquad \text{мм.}$$

Принимаем $t = 35$ мм.

(^Условие $D_{ср}$ -у ^ / ^ $D_{ср}$ -у выдержано

Длина пружины в свободном состоянии

$$H_0 = nt + 1{,}5\,d; \quad H_0 = 203 \text{ лш.}$$

Проверяем, выдержано ли условие устойчивости

$$\frac{H_0}{A_р} = \frac{203}{85} \sim 0,$$

условие устойчивости выдержано.

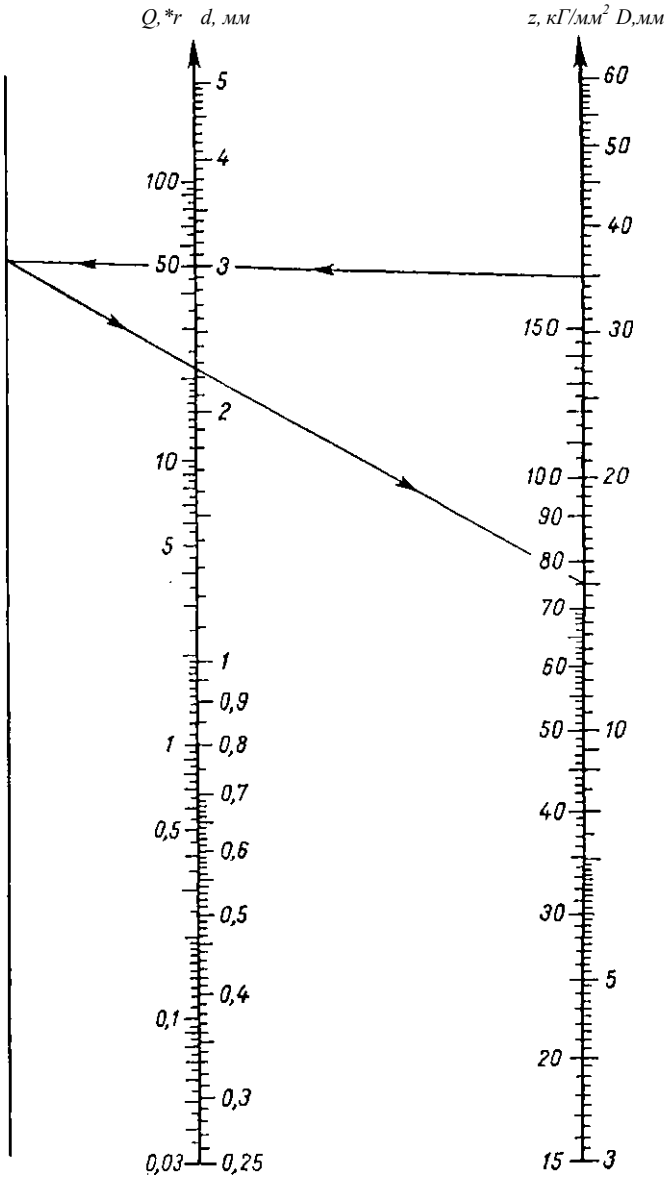


Рис. 447. Номограмма для определения нагрузки Q в пружинах сжатия. Пример. Дано: диаметр проволоки d — 3 *мм*, наружный диаметр пружины D = 35 *мм*, допускаемое напряжение т= = 75 *кГ/мм*^{2}. Решение: Q = 22 *кГ*

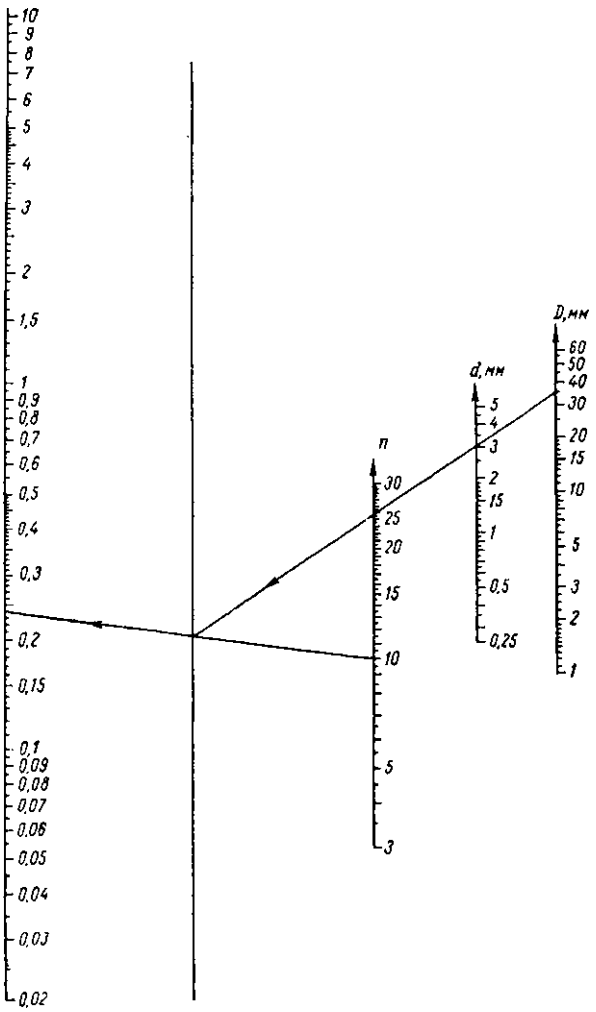


Рис. 448. Номограмма для определения жесткости пружины сжатия $C_п$. Пример. Дано: диаметр проволоки 3 *мм*, наружный диаметр пружины D=35 *мм*, число рабочих витков л = 10. Решение: жесткость пружины $C_п$ = 0,24 *кГ/мм*

Длина пружины в сжатом состоянии

$$H_{сж} = (я + 1{,}5)\ d = 49 \text{ мм.}$$

Наибольший прогиб пружины

$$p_{еж} = H_0 - H_{сотс} = 203 - 49 = 154 \text{ мм.}$$

Длина развернутой пружины

$$L = 3{,}3Z)_{ср}\ (л + 2); \quad L = 3{,}3\text{-}85\text{-}7{,}5 = 2100 \text{ лклк.}$$

Для расчета пружин может быть использован и графический метод. На рис. 447 и 448 приведены номограммы для определения нагрузки Q и жесткости C_n в пружинах малых размеров.

С помощью номограммы, представленной на рис. 447, определяется нагрузка Q. Для этого точки, соответствующие значениям диаметра проволоки d и наружного диаметра пружины D, соединяются линией, которая продолжается до вертикальной вспомогательной линии. Затем эта точка соединяется прямой с точкой на шкале т, соответствующей допускаемому напряжению. Пересечение этой линии со шкалой Q показывает нагрузку пружины. Для определения жесткости малых пружин сжатия используется номограмма на рис. 448. Заданные значения диаметра проволоки d и наружного диаметра пружины D соединяются линией, которая продолжается до вспомогательной вертикали. Эту точку соединяют прямой со значением п числа рабочих витков пружины, и продолжают линию влево до пересечения со шкалой $C_{гт}$.

Чтобы определить прогиб пружины, необходимо нагрузку Q разделить на жесткость пружины C_n

$$\xi^* = \frac{Q}{} \text{ мм.}$$

Графический метод дает приближенное решение в связи с возможными погрешностями при построении линий.

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ АРМАТУРЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Глава I. РЕЖИМ РАБОТЫ ДЕТАЛЕЙ АРМАТУРЫ

1. СИЛОВОЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ДЕТАЛЕЙ АРМАТУРЫ

Расчет на прочность служит для проверки прочности деталей арматуры и приводов. Пользуясь данными силового расчета по усилиям и моментам, действующим в деталях, определяют величину напряжений в материале деталей и запас прочности. При расчете по методу предельных нагрузок определяется величина наибольшего из допускаемых усилий или моментов.

Проверке на прочность подлежат: корпусные детали, т. е. детали, воспринимающие давление среды (корпус, крышка, клин, тарелка клапана и т. д.), болты и шпильки, фланцевые и резьбовые соединения, шпиндели и ходовые гайки, шестерни приводов, валы и т. д.

В зависимости от условий работы детали арматуры можно разделить на две группы. В первую группу входят детали, непосредственно воспринимающие давление среды, — корпуса, крышки, клинья, тарелки клапанов, диски, заглушки и др. Во вторую группу входят детали, не воспринимающие непосредственно давления среды, — стойки, маховики, крышки сальника, детали передач и некоторые другие.

Нагрузки, воспринимаемые деталями арматуры, можно разделить на основные и дополнительные. К основным следует отнести нагрузки, создаваемые давлением среды и возникающие при управлении арматурой. К дополнительным относятся нагрузки, возникающие при монтаже и в процессе эксплуатации арматуры (влияние колебаний температуры, гидравлических ударов и т. д.).

Нагрузки, вызываемые давлением среды, обычно создают напряжения, имеющие постоянный характер, и сравнительно легко подсчитываются. Нагрузки, связанные с управлением арматурой, часто носят временный характер, и величина их может колебаться в зависимости от состояния арматуры и условий эксплуатации. При ручном управлении величина нагрузок на детали зависит также от квалификации обслуживающего персонала.

Нагрузки, возникающие при монтаже арматуры на трубопроводе в связи с затяжкой болтов, создают напряжения, величина которых остается постоянной в течении длительного срока и изменяется с течением времени. Величина и характер созданных при монтаже усилий и напряжений в элементах арматуры в значительной степени зависят от качества обработки присоединительных поверхностей и в особенности от квалификации монтажников. При ведении монтажа без динамометрических ключей, указывающих или ограничивающих величину усилий затяжки болта, усилие затяжки зависит от индивидуальных навыков монтажников и может колебаться в широких пределах. Особенно большую роль усилие затяга болтов играет при монтаже установок, работающих в условиях высоких давлений и температур, когда болты фланцевого соединения работают при очень больших нагрузках. От опытности монтажника в большой степени зависит появление напряжений, связанных с неравномерной затяжкой болтов и другими причинами.

В процессе эксплуатации дополнительно к уже действующим нагрузкам возникают усилия, вызванные колебаниями температуры среды, транспортируемой в трубопроводе, температуры окружающего трубопровод воздуха, действием гидравлических ударов и весом частей трубопровода, воспринимаемым элементами арматуры. При расчете арматуры не могут быть точно учтены все особенности работы задвижки или вентиля в данном конкретном отрезке трубопровода; поэтому арматура рассчитывается обычно лишь на основные нагрузки, при этом считают, что напряжение от действия дополнительных нагрузок перекрываются запасами прочности, предусмотренными при расчете.

В конструкциях арматуры необходимо обеспечить статическую прочность деталей, поскольку они, как правило, воспринимают статические нагрузки. В этих условиях опасное состояние материала определяется либо возникновением больших остаточных деформаций в пластичных металлах, либо возникновением трещин (разрушение) в хрупких металлах.

Соответственно этому при расчете статической прочности деталей критерием прочности пластичных металлов считается дредел текучести $a_г$, а хрупких — предел прочности $o_в$.

Определение прочных размеров деталей из пластически деформируемых металлов при простых деформациях производится сравнительно просто:

при растяжении (и сжатии)

$$Qnped =$$

при изгибе

$$M_{пред} = Wa_T;$$

при кручении

$$M_{к\cdot пред} = W_K т,$$

где $Q_{пред}$ — предельно допустимая нагрузка в *кГ*
$M_{пред}$ — предельно допустимый изгибающий момент в *кГ-см*

$M_{к.пред}$ — предельно допустимый крутящий момент в *кГ*см.*

В деталях машин вообще и в деталях арматуры в частности наиболее часто возникает сложно-напряженное состояние материала. В этом случае, имея данные о допускаемых напряжениях для материала при линейном напряженном состоянии и необходимый запас прочности, мы должны определить прочные размеры детали по величине трех главных напряжений.

$$^{a}i > {}^{a}2 > c_{3}.$$

При объемном напряженном состоянии материала общим выражением для обеспечения прочности детали служит формула

$$^{прив} \wedge \&доп*$$

Однако определение значения $o_{прив}$ в зависимости от значений c_{2}, c_{3} дает различные результаты в зависимости от используемой теории прочности.

В соответствии с первой теорией прочности-теорией наибольших нормальных напряжений — опасное состояние материала возникает в том случае, когда наибольшее по абсолютной величине нормальное напряжение приближается к пределу прочности при растяжении. Исходя из этого, прочность обеспечивается при условии, что

$$< \quad ^{a}доп-$$

Эта теория на используется для определения прочности деталей в условиях сложно-напряженного состояния материала, так как она не подтверждается практикой.

По второй теории прочности — теории наибольших деформаций — считается, что опасное состояние материала является результатом возникновения относительных деформаций, по величине равных деформациям при достижении предела прочности.

Прочность обеспечивается при условии, что

$$Oi - v\ (a_{2} + a_{3}) < aeo\wedge$$

где v — коэффициент Пуассона.

Эта теория применима для хрупкого состояния материала.

По третьей теории прочности — теории наибольших касательных напряжений — опасное состояние материала возникает при значениях касательных напряжений, которых они достигают при разрушении материала путем растяжения. При растяжении наибольшие касательные напряжения достигают величины полуразности главных растяги-

вающих, поэтому прочность будет обеспечиваться при условии, что

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \leq \tau_{доп} = \frac{\sigma_{доп}}{2}.$$

Эта теория применима для пластически деформируемых материалов.

Четвертая — энергетическая теория прочности признает опасным состояние материала тогда, когда потенциальная энергия деформации, вызывающая изменение формы, достигает определенного предела. Прочность обеспечивается при условии

$$1/0{,}5\ [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] < \sigma_{ш}.$$

Результаты, получаемые на основании этой теории, хорошо согласуются с практикой.

По обобщенной теории прочности Мора нарушение прочности зависит лишь от σ_1 и σ_3. Пространственная картина напряжений заменяется плоской с изображением круга Мора, построенного на главных напряжениях σ_x и σ_3 в координатах σ и τ. Графическим путем определяется предельное напряженное состояние и допускаемое напряженное состояние. Явление пластической деформации и разрушение путем среза отражаются хорошо, но явление отрыва отражается неправильно.

Эта теория имеет ограниченное применение. Здесь условия прочности выдерживаются при следующей зависимости

$$\frac{\sigma_{доп.\ раст}}{\sigma_{доп.\ сж}} \sigma_3 < \sigma_{раст}.$$

Объединенная теория Давиденкова — Фридмана учитывает возможные явления разрушения материала как путем отрыва, так и путем сдвига. Учитываются напряженное состояние и свойства материала. Прочность оценивается на основе теории наибольших касательных напряжений и теории наибольших удлинений.

При расчете на прочность по этой теории необходимо для каждого из материалов построить диаграмму его механического состояния, учитывающую свойства материала и вид напряженного состояния (рис. 449). Напряженное состояние материала оценивается по отношению наибольшего касательного напряжения к наибольшему растягивающему напряжению в данной точке

$$m = \frac{\tau_{max}}{\sigma}$$

Лучи 1—7, проведенные из начала координат, определяют напряженное состояние материала: 1 — всестороннее растяжение; 2 — растяжение или изгиб надрезанных образцов; 3 — осевое

растяжение *Om&** = $2t_{max}$ **(при tg a =** *m* **= 0,5);** *4* **— кручение и срез** cTmax = (1 + **v)** τ_{max} **(при** *m* = y ^ -) ; *5* **— осевое растяжение Qmax = 2vT$_{max}$ (при** *m* = **; *6* — вдавливание или сжатие под боковым давлением; 7 — всестороннее неравномерное сжатие.**

Напряженное состояние может быть «мягким» — лучи 5, б и 7 и «жестким» — лучи /, *2* и 3.

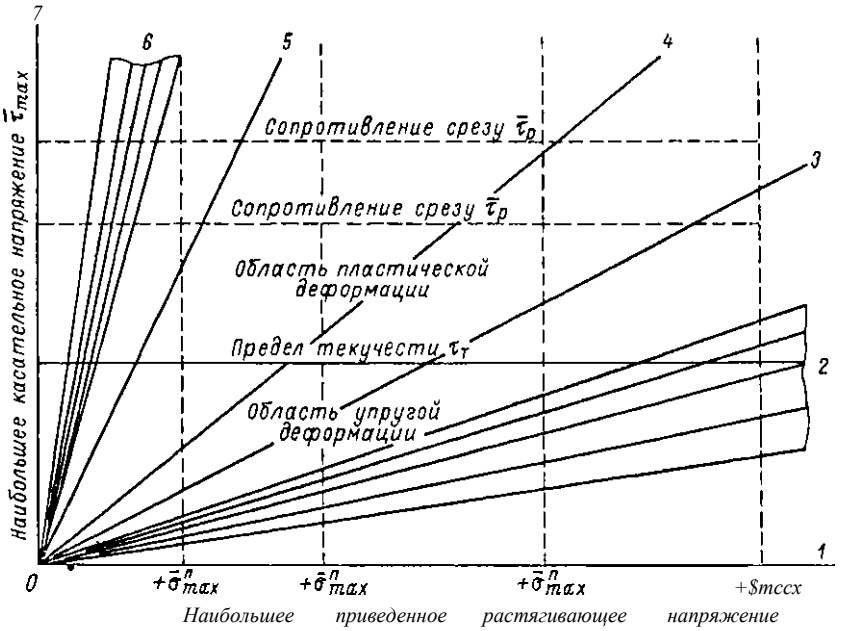


Рис. 449. Диаграмма Фридмана механического состояния материала

Если луч, характеризующий напряженное состояние материала, проведенный из начала координат, пересекает сначала прямую τ_p, а потом прямую то разрушение материала произойдет путем среза (луч 3 — осевое растяжение). Если луч пересекает прямую вр раньше, чем прямуют^, то материал разрушается путем отрыва (лучи *2).* Если наклон луча, изображающего напряженное состояние материала, меньше отношения $\frac{}{\sigma_{доп.\,раст}}$ **т. е. если**

$$\operatorname{tg} a = Ш = \frac{\tau_{max}}{\cdot f a - C T_2)} < \frac{\sigma_{доп}}{\cdot V (a_a + a_8)} \quad \frac{}{\sigma_{доп.\,раст}}$$

то разрушение произойдет путем отрыва, и расчет производится по теории наибольших удлинений. Если т > $\frac{\sigma_{доп}}{\sigma_{доп.\,раст}}$ **то разру-**

шение произойдет путем среза, а расчет производится по теории наибольших касательных напряжений.

Для пластичных материалов при $\frac{\sigma_{ил.}}{\sigma_{раст}} = 4\gamma$ проверка прочности обычно производится по теории наибольших касательных напряжений.

В последнее время разрабатывается статистическая теория прочности, учитывающая то обстоятельство, что металлы представляют собой материалы, состоящие из большого числа различно ориентированных кристаллов. Практического применения эта теория еще не получила.

На основании приведенных выше данных для сложно-напряженного состояния при действии нормальных и касательных напряжений условия прочности выражаются следующими формулами:

по первой теории — наибольших нормальных напряжений

$$\sigma_{прив} = \frac{1}{2}\sigma + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma],$$

по второй теории — наибольших относительных удлинений

$$\sigma_{прив} = 0{,}35\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{доп};$$

по третьей теории — наибольших касательных напряжений

$$\sigma_{прив} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma],$$

по четвертой теории — наибольшей потенциальной энергии изменения формы

$$\sigma_{прив} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{доп}.$$

Таким образом, решение вопроса об условиях прочности детали представляет собой сложную задачу. При этом необходимо иметь в виду, что в зависимости от того, по какой теории прочности производится расчет, допускаемое напряжение $\sigma_{доп}$ и запас прочности n будут иметь различные значения. При переходе от одной теории прочности к другой изменится не только приведенное напряжение, но и величина допускаемого напряжения и запас прочности. Применив для различных теорий одни и те же значения $\sigma_{доп}$ и n, можно совершить грубую ошибку.

В арматуре используются как хрупкие (чугуны), так и вязкие (стали) материалы. Условия работы деталей создают в материале разнообразные сочетания напряжений, что, учитывая высокую ответственность арматуры (особенно в энергетике, химических предприятиях, атомных установках и пр.), требует самого внимательного подхода к решению задачи о прочных размерах деталей арматуры.

Основными характеристиками прочности сталей при температуре 300 + 350° С являются предел прочности а, и предел текучести $а_г$.

Предел прочности является критерием при расчете хрупких материалов. Расчет пластичных материалов обычно производят с учетом предела текучести, так как в машинах, как правило, нельзя допускать значительных остаточных деформаций, которые могли бы вызвать нарушение работы. В связи с последним обстоятельством величина предела текучести при растяжении, сжатии и изгибе определяется напряжением, которое вызывает 0,2% остаточного удлинения. Во многих деталях арматуры такая величина деформации не вызывает опасений за качество работы изделия, в связи с чем нет необходимости выдерживать большие запасы по отношению к пределу текучести $а_г$. В этих деталях большое значение приобретает величина а„ которая и определяет прочность материала, а также соотношение между величинами $а_т$ и $о_в$> в определенной мере характеризующее и пластические свойства материала. Пластичность материала способствует выравниванию напряжений в отдельных точках детали и уменьшает опасность внезапного разрушения изделия, что особенно важно для арматуры высоких давлений. Условия работы многих деталей арматуры вполне позволили бы применение в качестве критерия предела текучести $а_{г0|б}$, определяемого напряжением, вызывающим 0,5% остаточного удлинения, однако отсутствие таких данных заставляет использовать величины $а_{г0t2}$ с соответствующим уменьшением коэффициента запаса.

2. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ДЕТАЛЕЙ АРМАТУРЫ

Трубопроводная арматура применяется в различных установках, температурные режимы которых значительно отличаются друг от друга. Так как физическое состояние материала, а следовательно, и его механические свойства зависят от температуры, при расчете на прочность необходимо учитывать влияние этого фактора.

При работе изделий в условиях низких температур следует учитывать уменьшение ударной вязкости (повышение хрупкости) многих сортов сталей и' некоторые другие изменения физических и механических свойств применяемых в арматуре материалов.

При расчете деталей, работающих при температуре до 300—350° С, расчетной характеристикой является предел текучести для стали или предел прочности для чугуна, при более высоких температурах — предел ползучести или предел длительной прочности (с учетом соответствующих запасов прочности).

Детали арматуры, установленной на трубопроводе, по которому движется нагретая среда, имеют обычно температуру несколько

ниже температуры среды, транспортируемой по трубопроводу, в связи с отдачей тепла в атмосферу.

Температура детали зависит от места расположения на изделии и удаленности ее потока среды. Так, различные точки корпуса и крышки имеют разную температуру.

В зоне высоких температур даже незначительные изменения температуры оказывают влияние на прочность металла, в особенности на ползучесть и длительную прочность; поэтому при рас-

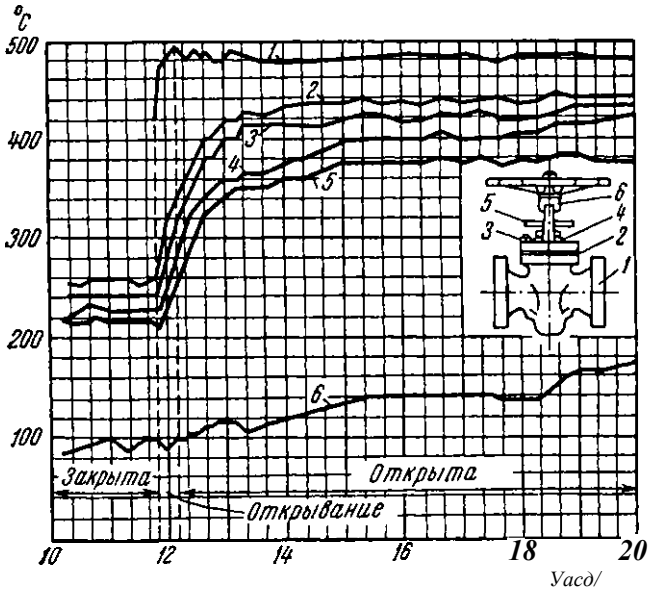


Рис. 450. График изменения температуры в деталях суженной задвижки^ = 200/150 *AV*; *P*= 100 *кГ/см*^{2}\ *t* = 500° С; *G* = 200 пара в час.

Температура: *1* — пара; *2* — фланца по внутреннему диаметру; 3 — болтов; *4* — крышки; 5 —бугеля; *6* — перемычки бугеля.

чете различных элементов деталей (фланцев, бугелей и т. д.) следует учитывать их фактическую температуру.

На рис. 450 показаны изменения температуры в различных деталях задвижки с течением времени. Температура отдельных частей стальной клиновой задвижки при температуре пара 502° С приведена на рис. 451

Из приведенных данных видно, что температура многих деталей задвижек при отсутствии тепловой изоляции значительно отличается от температуры среды. В арматуре, защищенной тепловой изоляцией, температура стенок корпуса и крышки близка к температуре среды (ниже на 2—3%).

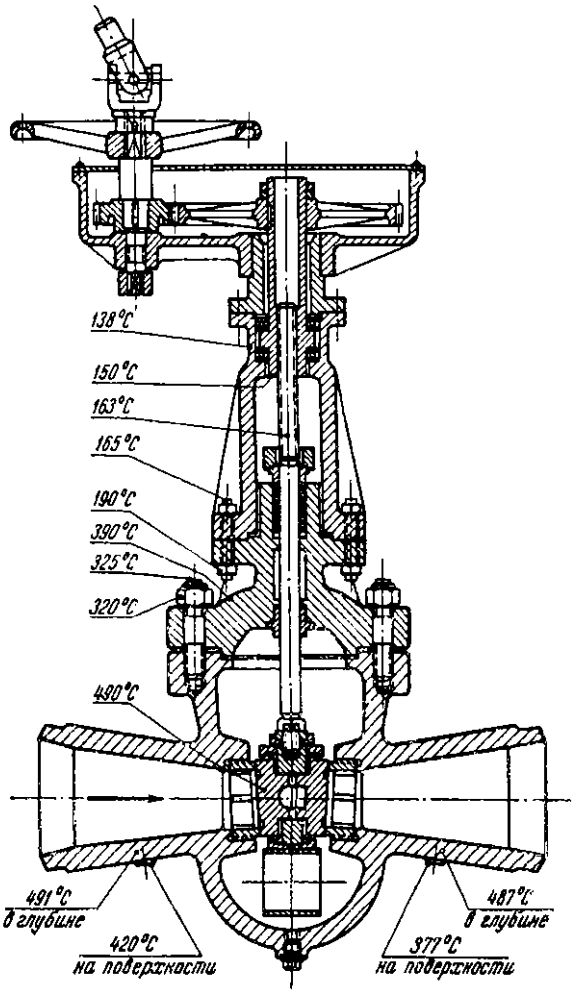


Рис. 451. Температура деталей задвижки при температуре пара $t = 502°$ С

Глава II. КОРПУСА И КРЫШКИ

Расчет корпусов и крышек арматуры производится по отдельным элементам: стенки, фланцы, бугели и т. д.

Стенки корпусов и крышек обычно имеют сложные очертания, поэтому расчет их, как правило, выполняется для различных участков отдельно. Обычно выделяют фланцы, участки с шаровой формой стенки, цилиндрической, плоской и т. д. и рассчитывают их в соответствии с условиями, в которых они работают (давление, температура и др.), затем учитывают влияние дополнительных факторов (переходы, ребра, местные утолщения и т. д.).

В последнее время находят применение сварные и сварнолитые конструкции арматуры. В таких деталях проверяется также прочность швов и учитывается возможное влияние наложения швов на прочность основного металла в местах соединений различных элементов.

1. РАСЧЕТ СФЕРИЧЕСКИХ СТЕНОК

Тонкостенная шаровая оболочка (рис. 452), нагруженная внутренним избыточным давлением P в $кГ/см^2$, в любом сечении имеет растягивающие напряжения одинаковой величины.

При внутреннем радиусе $г$ и толщине стенки s можно написать условие

$$л г^2 P = л (2г + s)\, s a_y$$

откуда

$$a \sim (2г + s)s\ ,$$

или, пренебрегая величиной s в выражении 2г + s, получим

$$\$ __ \frac{EL}{2s}\ ,$$

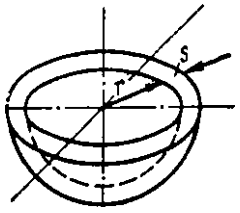


Рис. 452. Тонкостенная шаровая оболочка

Под действием коррозии стенки арматуры с течением времени становятся тоньше; поэтому при расчете толщины стенки предусматривают запас

$$\frac{Pг}{[s]2\varphi + c}\ ,$$

где c — прибавка толщины стенки.

В толстостенных оболочках шаровой формы (рис. 453) напряжения имеют величину

$$a_0 \sim Я \frac{Рг^3}{} \quad Л \quad \text{£»}\backslash$$

$$a_t \sim \frac{Pг^*}{R3_a\backslash} \; I \; . \; , \; \frac{R^*}{2pV}\backslash\ ,$$

Следовательно, всегда $o_t > <r_0$, причем при p = R,

$$^{a}t— — 2^{JL} \quad \frac{p_{r*}}{_{r}3};$$

при p

$$- \quad 2 \quad \frac{P\ (R^* + 2r»)}{Я^8 - r^8}$$

При определении толщины стенки толстостенной шаровой оболочки по допускаемым напряжениям различные теории прочности дают отличающиеся друг от друга результаты:

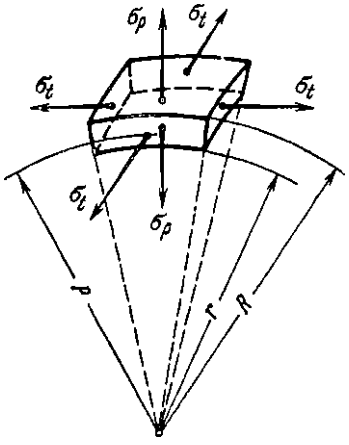


Рис. 453. Элемент толстостенной шаровой оболочки

1) теория наибольших касательных напряжений

$$R = r\ y\ ^{3}, \quad \frac{<*доп}{Одоп—1,ЬР}$$

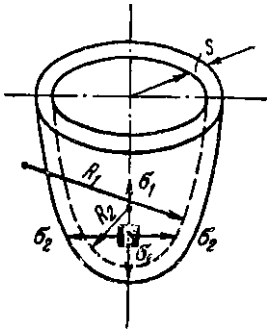


Рис. 454. Оболочка с двумя радиусами кривизны

2) теория предельного напряженного состояния

$$R = r\ y\ ^{3}, \quad \frac{°доп+ \ (1—т)P}{'2o_{д0П}-(\text{-}2m)P}$$

где $щ = \frac{Цвв™}{Ов\ сж}$ т. е. отношение предела прочности при растяжении к пределу прочности при сжатии;

3) энергетическая теория

Путем усреднения тангенциальных и радиальных напряжений по толщине стенки можно получить формулу

$$-прив — \quad \frac{(_{2r} + s\text{-}c)P}{_{400}(S_{_}} \quad кГ/ММ*р$$

где $^{}прие$ приведенное усредненное напряжение.

Отсюда следует, что для обеспечения прочности стенки необходимо выдержать условие

$$s = \frac{2 P_г}{400a_{ao}/1 - P} \sim\sim c \quad мм.$$

Для тонких стенок, имеющих два радиуса кривизны (рис. 454),

$$O_л = \frac{PЯ_2}{2s}, \quad O_о. = \frac{PR_2}{2s}$$

следовательно,

$$or_2 > o_{г.}$$

2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СТЕНОК

Для тонких стенок при $\frac{-r-}{лен} < 0{,}05$ толщина обычно определяется по формуле

$$S =$$

где P — рабочее давление в $кГ!см^2$\
D_{eH} — внутренний диаметр в $см$\
$°доп$ — допускаемое напряжение в $кГ/см^2$;
c — прибавка на коррозию и на отклонение толщины стенки от номинала при изготовлении.

В стенках толстостенных цилиндров (рис. 455) напряжения имеют величину

$$°P - R2 \frac{^{P г *}}{- г2} \wedge (\ - \frac{EL\backslash}{p\ 2}) ;$$

$$\frac{P г2}{л »} - (\backslash V^{j1} \frac{R2}{+"p^2 y},$$

т. е. всегда $o_t > a_p$.

Крайние значения

$$^{a}1нм - \frac{Pг^2}{R^2}$$

$$^{U}tn6 - \frac{P(R^* + r^2)}{£2 - r2},$$

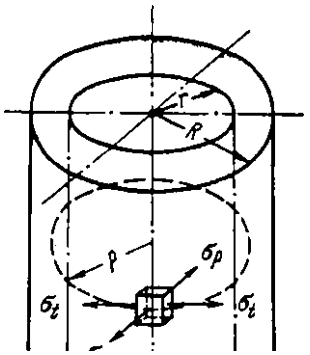


Рис. 455. Толстостенный цилиндр

Главные напряжения в точках внутренней поверхности цилиндра (наиболее опасные) имеют величину:

$$^{a}1 - \frac{P (R^2 + г^2)}{£2 - r2} \wedge {}^{a}2 - \frac{Pг^2}{- r2} 5 \wedge 3 - "\bullet$$

Различные теории дают следующие формулы для расчета на прочность толстостенных цилиндров:

1) теория наибольших касательных напряжений

$$°_{доп} = P \quad + \quad 1)$$

или

$$R^2 \ (2P \ - \ о_а J \ + \ '\text{Ч}^{\text{тм}} \ = \ \text{О},$$

откуда

$$\frac{О_{доп}}{О_{доп-2}P'}$$

2) теория предельных состояний

$$R = {}_{r}\, y \, \frac{Gdon + (1 — m)\ P}{вдоп — (1 — m)\ P}\ ,$$

где

$$m = \cdot \frac{\text{^в раст.}}{\text{Об сас}}$$

3) энергетическая теория

$$,73\ P'$$

В результате усреднения тангенциальных и радиальных напряжений по толщине стенки получается приведенное напряжение

$$\text{Vприе} — \frac{(D_m - s - c)\ P}{230\ (s - г\ c)} \quad к \ {}^{кГ/мм^2}_{,мм^2},$$

Для обеспечения прочности необходима толщина стенки

$$S = \frac{\text{PDe}_{\text{H}}}{230\text{о}_{д01}} \quad \text{-f-}\ C\ мм,$$

где D_{eH} **— внутренний диаметр цилиндра в** *мм;*

$°_{доп}$ **— допускаемое напряжение на растяжение в** $кПмм^2$;

Р — давление среды в $кГ/см^2$.

Эта формула $_{D}$ **рекомендуется Госгортехнадзором и применима при значениях — ^ 1,8.**

3. РАСЧЕТ СТЕНОК ФАСОННЫХ ДЕТАЛЕЙ

Приведенные выше формулы предназначены для тел сравнительно простой формы. В арматуре часто применяются так называемые фасонные детали — отливки сложной формы, в которых, наряду с наличием отдельных участков шаровой, цилиндрической и конической формы имеются места сопряжений и сложных переходов; поэтому расчетом отдельных участков ограничиться нельзя, а необходимо проверить прочность детали с учетом их взаимного действия под нагрузкой.

Наиболее распространены фасонные детали типа тройника и крестовины (корпуса задвижек, вентилей, регулирующих клапанов и т. д.). Элементарная схема такой детали показана на рис. 456.

Если эту деталь условно разделить на участки и рассматривать прочность участков трубы (цилиндров) обособленно, то прочность стенок, рассчитанных как стенки цилиндров, можно считать обеспеченной лишь на тех участках, где стенки имеют замкнутую цилиндрическую поверхность. В средней части, где отсутствует материал, на площади сечения, изображенной штриховыми линиями, напряжения на участке от *I—I* до *II—II* должны оказаться примерно вдвое большими, нежели на остальных участках. Однако такое примитивное толкование характера распределения напряжений можно принять лишь как предварительное, так как при этом принимаются следующие условия:

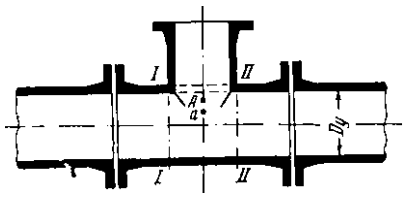


Рис. 456. Схема корпуса затвора (тройника)

1) материал каждого элементарно короткого участка трубы воспринимает лишь нагрузку от давления среды на данном участке;

2) вертикально расположенные стенки среднего участка не влияют на величину и распределение напряжений в стенках горизонтально расположенного участка трубы;

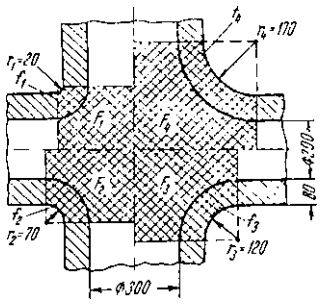


Рис. 457. Схема условного распределения расчетных площадей действия давления среды при различных радиусах переходов

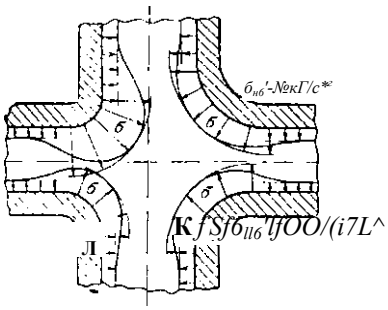


Рис. 458. Схема условного распределения напряжений при различных радиусах переходов P=300 *кГ/см*^{2}

3) фланцы, конусные переходы, галтельные участки и др. не влияют на прочность отдельных участков.

Если придерживаться такой упрощенной схемы, согласно которой в местах переходов напряжения определяются усилием от давления среды, действующим на площадь, расположенную в непосредственной близости от места перехода, то расчетные площади и напряжения будут распределяться так, как показано на рис. 457 и 458. Здесь приведена крестовина с различными радиусами

сопряжении и показано, как увеличение радиуса уменьшает напряжения в местах перехода. Обозначив F_{lt} F_2, F_0 и т. д. — площади действия среды, относящиеся к участку сопряжения двух цилиндров, а $/_ь$ $/_2$, f_3 и т. д. — площади сечения стенок, относящиеся к этим участкам, получим условные напряжения Б сечениях переходов

$$\mathbf{a} = \frac{PF}{f},$$

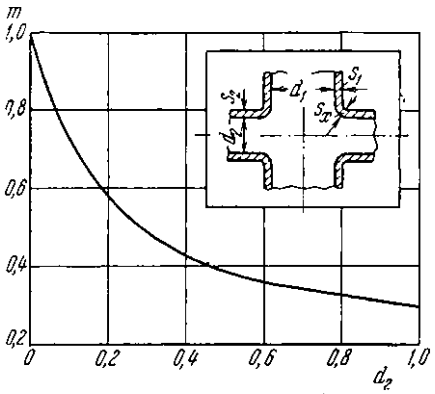


Рис. 459. Кривая значении коэффициента т

Если придерживаться такого элементарно простого представления о распределении напряжений, то в отливках типа крестовины толщина стенок в местах сопряжений может быть определена по следующей формуле:

$$\mathbf{s_r} = \frac{\mathbf{iL}}{m}$$

где s_x — толщина стенки крестовины в местах сопряжений;
— толщина стенки, определенная расчетом как стенка трубы;
т — коэффициент (рис. 459);
c — прибавка к расчетной толщине.

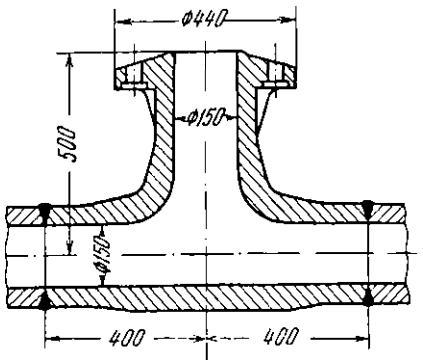


Рис. 460. Тройник высокого давления с местными утолщениями

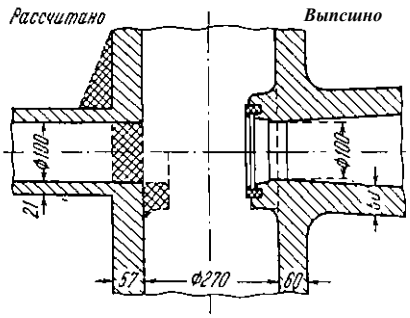


Рис. 461. Схема образования корпуса задвижки

Подсчитанная таким образом толщина стенки не должна распространяться на общую длину корпуса свыше двух диаметров отверстий прохода. Этот метод применим для арматуры до давлений 64 *кГ1см²)* при больших давлениях целесообразнее вводить местные усиления стенок (рис. 460).

Приведенный выше метод расчета является неточным, так как базируется на условных представлениях о неравномерном распределении напряжений — по отдельным, независимым участкам корпуса, однако нельзя считать, что напряжения по всему сечению корпуса распределяются равномерно. Построив центр тяжести а площади f сечения стенок (рис. 456) и центр тяжести A площади F свободного пространства, в котором действует среда, замечаем, что точки а и Л не совпадают. Это говорит о том, что ожидать равномерного распределения напряжений, даже при самых благоприятных предпосылках, не следует. Напряжения в стенках корпуса хотя и будут распределяться неравномерно, но различие между ними будет, видимо, меньше, чем показано на рис. 457 и 458; это вызывается одновременностью деформации во всех точках данного сечения корпуса.

Применение в конструкции местных утолщений, кольцевых приливов и т. п. для упрочнения деталей усложняет технологию изготовления отливок, что имеет особо важное значение для отливок из легированной стали и арматуры высокого давления.

Более целесообразным является применение хорошо развитых плавных переходов от одного участка к другому в виде дуг большого радиуса, что, однако, не всегда выполнимо. Если общая площадь «дополнительного» сечения материала — приливы и переходы, помимо основной цилиндрической части, превышает 75% «удаленного» (обозначенного штрихами на рис. 456), то коэффициент т может быть принят равным единице.

В корпусах задвижек цилиндрические части приливов под кольца вдаются внутрь корпуса и должны рассматриваться как усиление продольного сечения корпуса. На рис. 461 показано оформление переходов в корпусах задвижек из коррозионностойкой стали для высоких давлений и температур.

4. РАСЧЕТ КОРПУСОВ ВЕНТИЛЕЙ

Расчет литого корпуса отличается от расчета кованого. Расчет корпусов проходного и углового вентилей большого различия не имеет.

Расчет литого корпуса вентиля (рис. 462) может быть выполнен в такой последовательности:

1) рассчитываются или выбираются по ГОСТу размеры проходных фланцев;

2) рассчитываются размеры среднего фланца;

3) проверяются напряжения в стенке корпуса по сечению А—А по формуле цилиндрической трубы;

4) проверяются напряжения в стенке корпуса по сечению Б—Б как на участке трубы диаметром D_B;

5) определяются напряжения в стенках при растяжении корпуса в продольном сечении В—В

$$a = 1{,}2 \text{ -у^- } кГ/см\backslash$$

где P — давление в $кГ/см^2$;

F — площадь сечения полого пространства в продольном разрезе в $см^2$;

f — площадь сечения стенок в продольном разрезе в $см^2$;

1,2 — коэффициент запаса на неравномерность распределения напряжений.

В вентилях малых проходов толщина стенки часто лимитируется технологическими возможностями литейного производ-

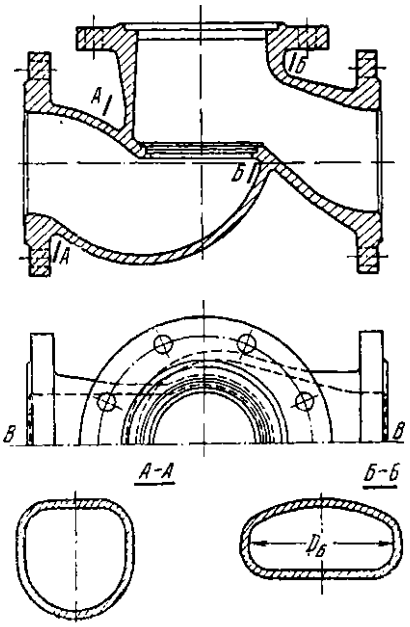


Рис. 462. Литой корпус вентиля

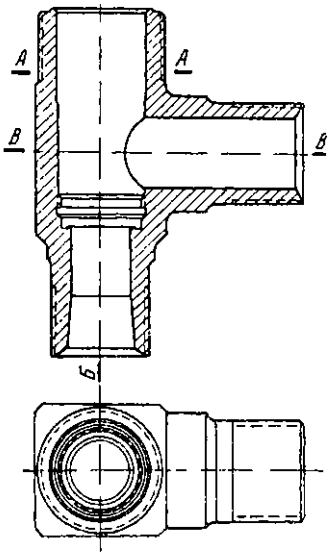


Рис. 463. Кованый корпус вентиля

ства, так как расчетная толщина стенки оказывается меньше той, которая может быть получена отливкой.

При расчете корпусов вентилей высокого давления (рис. 463) и подобных им можно придерживаться следующего порядка:

1) определяется результирующее напряжение в стенке по сечению А—А от совместного действия среды и усилия вдоль шпинделя;

2) определяются напряжения в стенке корпуса по сечению Б—Б;

3) определяются напряжения в стенках при растяжении корпуса в продольном сечении В—В

$$a = 1{,}2\text{-}y\text{-} \quad кГ/см^2;$$

4) проверяется прочность резьбы под фланцы;

5) проверяется прочность стенок в наиболее опасных местах, не охваченных предыдущим расчетом.

Б. РАСЧЕТ КОРПУСОВ ЗАДВИЖЕК

При расчете корпусов задвижек их целесообразно разделить на следующие группы в зависимости от формы сечения полости, в которой перемещаются клин или диски: круглые, овальные и прямоугольные.

Чугунные овальные задвижки, близкие к плоским, используются для давлений до 4 *кГ/см*^{2}. **Плоские задвижки больших диаметров с корпусом прямоугольного сечения обычно изготовляются сварными. Овальные чугунные задвижки применяются для давлений до 10** *кГ1см*^{a}, **стальные — до 16** *кГ/см*^{2}. **Для больших давлений корпус задвижки изготовляется круглого сечения.**

Расчет круглого корпуса задвижки с цилиндрическими стенками имеет много общего с расчетом корпуса вентиля.

Расчет овального корпуса усложняется тем, что его форма имеет сложную конфигурацию, плохо поддающуюся расчленению на отдельные рассчитываемые участки. Это же можно сказать и про прямоугольные (плоские) корпуса.

Расчет корпусов задвижек не ограничивается расчетом на прочность. Для обеспечения хорошей работы задвижки корпус ее должен быть достаточно жестким, в противном случае деформация корпуса под действием давления среды оказывается настолько большой, что замок затвора теряет плотность. В связи с отсутствием достаточно разработанных данных расчет корпусов задвижек пока носит условный характер.

Тензометрирование ряда задвижек приводит к следующим выводам. В корпусе и крышке задвижки напряжения распределены неравномерно. Наибольшие напряжения в корпусе имеют место в его верхней части между линией оси трубопровода и средним фланцем. Фланцы и приливы упрочняют фасонную деталь. Напряжения в точках, расположенных на теле корпуса, по мере удаления их от фланцев и приливов возрастают. Несмотря на прогиб корпуса, доходящий до 0,5 *мм,* **обеспечивается хорошая плотность задвижки большого прохода.**

На рис. 464 показаны результаты тензометрирования одной задвижки из числа подвергшихся исследованиям. Напряжения, показанные здесь, отложены от контура задвижки.

При расчете корпуса задвижки важно определить напряжение и деформации в сечении *abcdefgiklm*, **где они имеют наибольшую величину.**

При расчете корпус можно рассматривать как раму, оболочку или деталь, состоящую из отдельных элементов. Расчет овального корпуса как оболочки требует выполнения сложных вычислений. Один из методов такого расчета заключается в следующем.

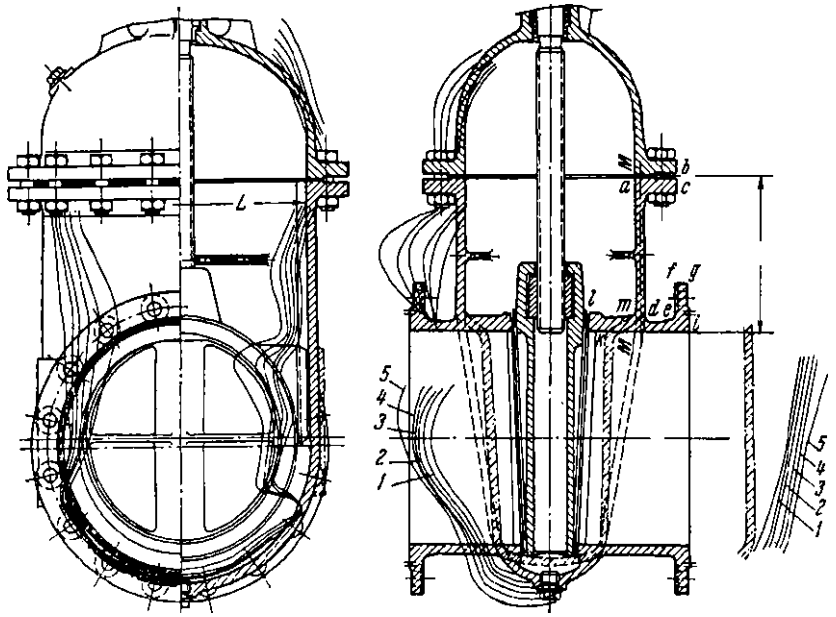


Рис. 464. Распределение напряжений в корпусе стальной задвижки D_y = 300 *мм*, P_y = 16 *кГ/см*^{2} при давлениях:

/ — Р = 4 *кГ/см*;* *2* **— Р = 6** *кГ/см*;* *3* **- Р = 10 кГ/см»; 4 - Р = 12.5 кГ/см»; 5 - Р = 16 кГ/см***

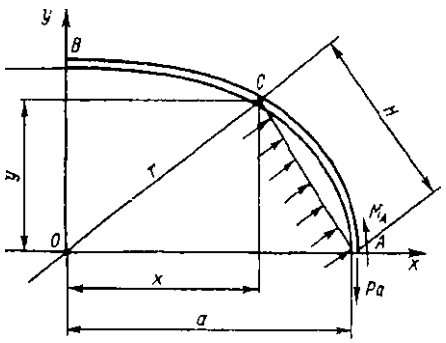


Рис. 465. Схема действия сил при расчете стенки корпуса овального сечения

В корпусе со стенками относительно тонкими, имеющими форму эллипса с полуосями *a* **и** *b* **(рис. 465), выделим элемент длиной 1** *см.* **В сечении этого элемента, расположенном в точке** *C* **с координатами** *x* **и** *y,* **под действием давления** *P* **создается момент**

$$= Pa\{a - x).$$

Но $H^2 = (a-x)^2+y^2$, **поэтому**

$$M_P=M_A + -yX$$

$$X [\{a-x)^2 + y^2 - 2a (a - x)]_9$$

или

$$M_P=M_A + ^(a^2-2ax +$$

$$+ x^2 + y^2 - 2a^2 + 2ax).$$

Из схемы видно, что $r^2 = x^2 + y^2$, **где** *г* **— радиус-вектор точки С, тогда**

$$M_P = M_A+ ^ (г*-a').$$

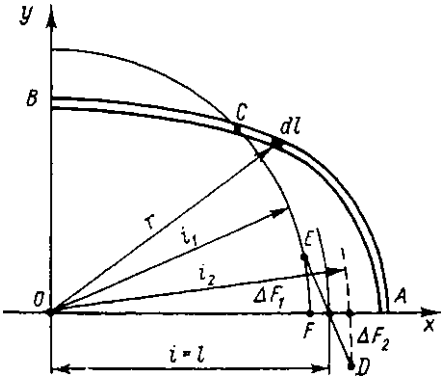


Рис. 466. **К** расчету стенки корпуса овального сечения

Под действием момента M_p **участок стенки длиной** *dl* **(рис. 466) поворачивается на угол dp**

$$j_Q \quad Mpdl$$

откуда

$$\mathbf{P = - ш - J a m / .}$$

Сечение корпуса в виде эллипса имеет симметричную форму относительно осей *x* **и** *y.* **До деформации и после деформации угол,. заключенный между точками Л и б, равен . Таким образом, накопленное значение угла р на этом участке сечения корпуса при его деформации под действием давления равно нулю, т. е. Р = 0. Следовательно,**

$$-ij-\int_A^B M_P dl = 0.$$

После подстановки значения M_P, **имеем**

$$M_A\int_A^B dl + ^-\int_A^B r^2 dl-^-\int_A^B a^2 dl = 0.$$

В этой формуле

$\int_A^B dl$ **— длина окружности квадранта кольца;**

$\int_A^B r^2 dl$ **— полярный момент инерции квадранта кольца (i — радиус инерции);**

$\int_a^B dl = \frac{1}{4} 4\text{-}a^2.$

Таким образом, имеем

$$M_A \frac{1}{4} 4\text{-} \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{4} i^2 \frac{}{2} \cdot \frac{1}{4} q^2 = 0$$

откуда

Поскольку M_A соответствует моменту в точке Л, для которой г = а, то для других точек, где г ф а,

$$M_P = \text{-}y\ (r^2 - x^2)\ \text{кГ} \cdot \text{с-и}.$$

Момент сопротивления выделенного элемента корпуса длиной 1 еж составит

где s **— толщина стенки в** *см.*

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{}{} \sim \text{КГ/СМ}^2.$$

Тангенциальное напряжение

Общее напряжение в точке A **составит**

Изгибающий момент в точке B **равен**

$$M_B = MA\text{-}Pa \setminus + Pb\pm = M_A\text{-}(a^a\&»)$$

или

следовательно,

$$M_в = -НЬ^a — i^2) \quad кГ\text{-}см.$$

Напряжение изгиба в точке *B*

$$, = \pm \frac{3p\ (Ь^* — p)}{+} \quad *L \quad кГ/см^2.$$

Радиус инерции *i* **для эллипсного сечения может быть определен графически. Проводят окружность радиусом = (рис. 466), затем строят кривую** $y=r^2—i^2=f(l)$ **(рис. 467) для всех точек овала от В к Л. Здесь г — радиус-вектор каждой точки. При** $y = 0$ $г^2=i\backslash$, **что соответствует точке** *C* **на рис. 466.**

Общая площадь кривой *AF* **= —** $F_± + F_2$ **соответствует величине**

$\int_A y\,dl$ = Д/^{7}. **Следовательно,**

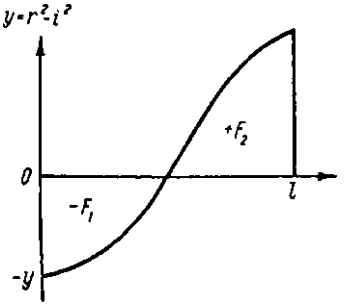


Рис. 467. Вспомогательная кривая $y = / (/)$

Величина радиуса-вектора равна действительному радиусу инерции $г = i$ **при условии, что** Д/^{7} **= 0. Поскольку значение = было выбрано приближенно и произвольно, то условие AF = 0 может быть не выдержано. Для проверки вычерчивается кривая, согласно рис. 467, по данным** $y = г^2 — i_± = f (I)$ **и интегрируется. Если** *AF* **положительно, то следует принять** $i_2 > i_{l9}$ **если** Д*F* **отрицательно, то выбирают** $i_2 <$ **i'i. Если при расчете получают значение ДF с противоположным знаком по сравнению с предыдущим, то точки** *D* **и** *E* **(рис. 466), построенные на расстояниях** AF_X **и соединяют, и точка** *F* **пересечения этой линии с линией** *OA* **дает значение** $i = /$, **которое используется для расчета моментов** M_A **и** $M_в$.

В точке пересечения окружности г — i с осевой линией стенки сечения $M_Р = 0$, **т. е. изгибающих напряжений нет, а действуют только тангенциальные напряжения**

$$= \qquad кГ/см^2,$$

где s' **— толщина стенки, измеренная по диагонали.**

Наибольшее значение момента, равное $M_A>$ **будет в точке** *A* **на большой оси, где находится опасное сечение. Это место в некоторых случаях усиливают ребрами (см. рис. 255). Для корпуса**

в

с сечением круглой формы $a = r$ и $\int M_P = dl = 0$, т. е. напряжения изгиба отсутствуют.

При прямоугольной форме корпуса радиус инерции определяется следующим путем:

$$J_P = 4\ (J_a + J_b);$$

$$L = 4(a + b);$$

Таким образом,

откуда

$$\frac{a + b}{K3}$$

Такой прием при расчете прямоугольных корпусов носит в известной степени формальный характер, поскольку прямоугольное сечение корпуса образует раму и требует соответствующей методики расчета.

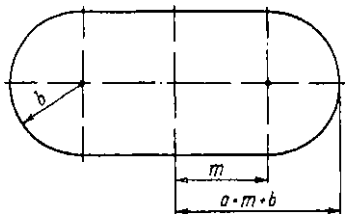


Рис. 468. Сечение корпуса овальной формы, образованной плоскими и радиусными стенками

Когда сечение корпуса имеет форму овала и образовано двумя плоскими стенками и двумя полукруглыми (рис. 468),

$$,\bullet 2 = {}_m2 + {}_b2 + \qquad (3Б^* - *\bullet).$$

С целью упрощения расчета овальных корпусов подбирается форма эллипса, наиболее близкая к рассчитываемому овалу, и радиус инерции рассчитывается приближенно по зависимости = / приведенной на рис. 469.

Приведенная методика имеет следующие недостатки. Корпус рассматривается как деталь, имеющая стенки постоянной толщины, ребра и утолщения не учитываются. Не учитываются и особенности изменения сечения формы корпуса по высоте. Усилие, передаваемое клином на корпус, в расчете не принимается во внимание, расчет ведется только с учетом внутреннего давления. Между тем указанные выше факторы в большинстве случаев играют решающую роль.

Приближенный расчет исходит из упрощенной схемы, но учитывает все факторы, указанные выше, поэтому дает более реальные результаты. Он заключается в том, что рассчитываемый участок корпуса рассматривается как балка с поперечным сечением *abcdefgiklm* **(см. рис. 464), лежащая на двух опорах. Условно считаем, что балка воспринимает равномерно распределенную нагрузку от давления среды на площадь, равную** F **= #L, и сосредоточенную нагрузку в середине балки, равную одной трети полного усилия от давления среды на клин. В этих условиях изгибающий момент в рассматриваемом сечении**

$$M_{из_т} = \frac{QF^{\wedge}}{I} \frac{OkaL}{4}>$$

здесь $Q_f = PHL>$

где H — высота рассчитываемого сечения в *см;*

L **— длина рассчитываемого сечения в** *см;*

$$Qka — \quad Qcp \quad (Qcp = 0J85D^2{}_kP).$$

Напряжения в крайних волокнах

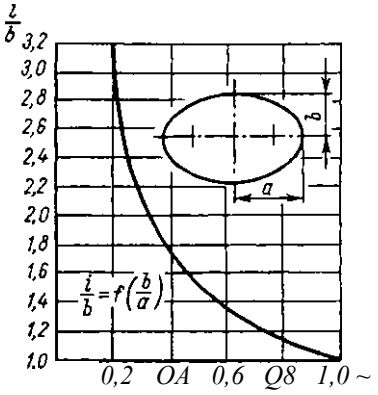


Рис. 469. Вспомогательный график для расчета корпусов овального сечения

где W — момент сопротивления сечения *abcdefgiklm* **относительно оси М—М (подсчитывается отдельно для волокон, подвергаемых растяжению и подвергаемых сжатию).**

При расчете корпуса определяются напряжения растяжения и напряжения сжатия. Наибольший прогиб равен

$$f = fi + f^*$$

где

$$г \quad — \quad \frac{Qf}{EJ} \cdot \frac{5L^*}{384},$$

$$^{t}/_{2} \sim \frac{Окл}{EJ} \cdot \frac{L^9}{48},$$

Допускается прогиб не более 0,00Ю$_y$.

Исследования подтвердили возможность использования такого упрощенного метода для приближенного вычисления напряжений и прогибов в корпусах задвижек больших проходов.

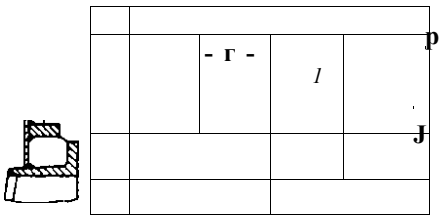
Для упрочнения конструкции корпуса и крышки задвижек больших проходов снабжаются ребрами жесткости, в которых возникают большие напряжения. В стальных корпусах, материал

которых одинаково работает на сжатие и растяжение, ребра могут изготовляться либо внутри, либо снаружи в зависимости от соображений улучшения технологичности конструкции. В чугунных корпусах (и крышках) ребра целесообразно располагать внутри вдоль длинной стенки корпуса, так как в этом случае максимальные напряжения в ребрах возникают от сжатия материала. Поскольку чугун лучше сопротивляется сжатию, чем растяжению, при внутренних ребрах здесь могут быть допущены большие напряжения, а следовательно, создается более прочная конструкция.

Расчет плоских сварных корпусов (рис. 470) производится аналогично расчету плоских литых корпусов, а именно: определяется напряжение в стенке корпуса от изгиба под действием усилия от гидравлического давления на стенку корпуса

$$Q_f \quad - \quad PEL$$

К



р

J

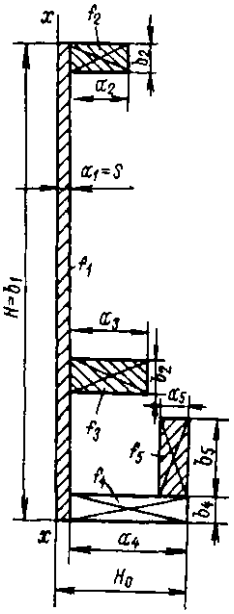


Рис. 470. Сварной корпус задвижки большого диаметра прохода

и V_3 усилия от давления среды на клин или диск

$$Qka \quad ^ \quad \text{x} \quad Qcp\bullet$$

Изгибающий момент равен

$$M_{из} = -^{\text{г}1} + \text{ППГ} \quad ^{\text{кГ/см}};$$

наибольшее напряжение равно

$$o_{изг} = \quad ^ \quad кГ/смР\backslash$$

момент сопротивления сечения

$$= \text{А}_{\text{у}} \quad \text{СЛ}^3,$$

где J_F — момент инерции (суммарный) сечения всей стенки относительно общего центра тяжести в *см**\

y — расстояние от центра тяжести общего сечения до наиболее удаленного волокна в *см.*

Для определения момента инерции сечение разбивается на участки $/_2$, $/_3$, $/_4$, $/_6$ прямоугольной формы (рис. 470) с расстояниями e_{lt} $e_{2,}$ $e_{3,}$ e_4, e_5 от центра тяжести участков до оси *хх.* Продольные ребра не учитываются.

Общий момент инерции равен

$$Jf — J1 \quad J2 \quad ^3 \sim Ь \ ^4 \quad ^5»$$

где J_{1y} J_2, $Jз$> ^4> Л — моменты инерции отдельных прямоугольных сечений относительно центра тяжести общего сечения, определяемые по формуле

$$^{У} = \mathbf{T}\ T \quad + \quad ^{Ьa}\{e\text{-}e_P)*,$$

где e_F — расстояние от центра тяжести всего сечения до оси определяется по формуле

$$^{p}{}_{F}\sim \frac{/1*1 + f2\hat{}2 + \quad -1- /4\hat{}4 \quad /6\hat{}5}{fi + u + h + h + u}$$

Расстояние от центра тяжести общего сечения стенки до наиболее удаленного волокна равно

$$У = H_0 — e_F.$$

Величина прогиба ориентировочно определяется по формуле

$$' \sim 48EJ \ \backslash \ 8 \ ^{+} \ 3 \ ) \ ^{см,}$$

Допускается f ^ 0,00\D_y.

В ребристых конструкциях наибольшую нагрузку несут на себе ребра, а материал стенки используется сравнительно слабо; поэтому целесообразно (с целью экономии металла) проектировать стенку возможно тоньше, а ребра массивными. При этом, однако, необходимо обеспечить достаточную прочность стенки на участке с наибольшей площадью $F = al.$ При расчете участка стенка между ребрами рассматривается как пластина, опертая по краям и равномерно нагруженная по всей площади давлением Р. Наибольшее напряжение в центре участка будет в сечении, параллельном направлению /; оно равно

$$\circ \ \overline{s^2} \ (1 \ \frac{0{,}75\,P/^2}{+1{,}61a^3}) \ '$$

где

При расчете в формулу подставляется P = P ^. Расчет на прочность корпусов задвижек круглого и овального сечения D_y **^ 300** *мм,* P_y **^ 64** $кГ/см^2$ **(рис. 471) имеет сходство с расчетом корпусов вентилей.**

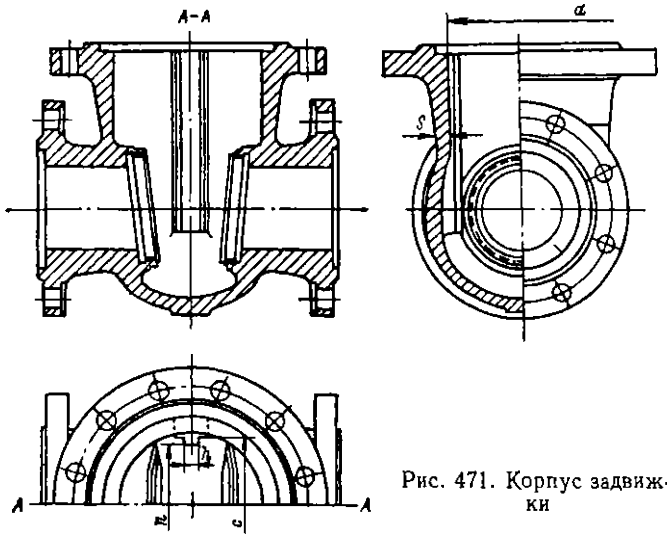


Рис. 471. Корпус задвижки

Прибавка'к расчетной толщине стенки на коррозию и на отклонения толщины стенки от номинала для паропроводной арматуры, по данным ЦКТИ, может иметь следующие значения: *с* = **3** *мм* **при** *(s — с)* ^ **10** *мм; с* — **2** *мм* **при 10,5 ^** *(s — с)* ^ **20** *мм; с* = **1** *мм* **при 20,5 ^ (s —** *с)* **< 30** *мм.*

6. РАСЧЕТ КРЫШЕК

Стенки крышек, имеющих шаровую или эллиптическую форму, рассчитываются по соответствующим формулам, приведенным в п. 1. Одним из наиболее трудно рассчитываемых элементов является бугель. Бугель при шпинделе с маховиком (без электропривода) с вертикально расположенными колонками рассчитывается на растяжение или сжатие и изгиб, как стойка. Расчет стального бугеля вентиля, имеющего форму кольца, в упрощенном виде можно также вести на растяжение двух сечений кольца, но при этом допускаемое напряжение должно быть снижено на 20%, чтобы учесть деформации изгиба.

Плоские крышки (заглушки) бывают круглой, овальной (эллиптической), прямоугольной и квадратной формы. Иногда плоским крышкам придают слегка сферическую форму, что повышает их прочность. В этом случае чугунные крышки ставятся куполом в сторону давления, чтобы в крышке создавались напряжения сжатия.

Крепление крышек может производиться опорным способом (рис. 472, а), когда прокладка располагается по обе стороны болтов (шпилек), или консольным способом (рис. 472, б и в), когда прокладка располагается с одной стороны болтов, а края крышек образуют фланец, работающий как консоль.

Плоские крышки из хрупких материалов (серый чугун, ферросилид и др.) рассчитываются на прочность по наибольшим напряжениям с помощью формул, основанных на применении первой теории прочности.

Плоские крышки из пластичных материалов (сталь, латунь и пр.) могут рассчитываться как по методу наибольших напря-

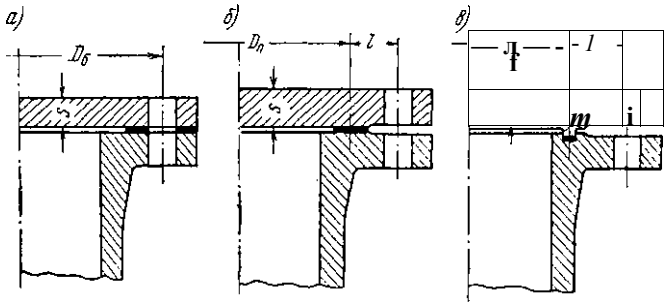


Рис. 472. Типы плоских крышек: а — крепление опорным способом; *б* и *в* — консольным способом

жении, так и по методу предельных нагрузок, так как высокие местные напряжения в них не вызывают опасений за прочность детали. При повышении давления рабочей среды плоские крышки из пластических материалов деформируются так, что приобретают форму, более выгодную в отношении прочности, нежели исходная; поэтому при испытании плоские крышки из пластических материалов обычно не разрушаются. При расчете плоские крышки, закрепленные опорным способом, рассматриваются как пластина постоянной толщины, свободно опертая по контуру и нагруженная давлением среды Р. Крепление болтами не дает возможности считать плоскую крышку защемленной по контуру.

Ниже приводятся формулы, основанные на теории тонких пластин, применимые как для хрупких металлов, так и для пластичных. Коэффициент Пуассона принят равным v = 0,25.

Для к р у г л о й плоской крышки наибольшее напряжение (создаваемое в центре) равно

$$\sigma_{нб} = 0{,}30 \qquad P\ кГ/см^2.$$

Здесь и ниже приняты следующие обозначения:

De **— диаметр окружности расположения болтов в** *см;*

s **— толщина крышки в** *см;*

P — **давление среды в** *кГ!см²;*
°доп — **допускаемое напряжение на изгиб в** *кГ/см²;*
E — **модуль упругости в** *кГ/см²;*
c — **добавка на коррозию и пр.**

Допустимая толщин-а определяется по формуле

$$s_{d0}n = 0{,}55D_6 \quad + c \ см.$$

Наибольший прогиб в центре равен

$$\frac{Dip}{0{,}0461}$$

Для о в а л ь н о й (эллиптической) плоской крышки наибольшее напряжение равно

$$a_{„б} = 0{,}3(2 - a)\ P\ (-y)^*\ кГ/см^{*9}$$

где а = . Здесь а — большой/ b — малый диаметр эллипса по контуру расположения болтов.

Допускаемая толщина

$$«a» = 0{,}67\ Ь\ У(2 - a) - JL + _c \ см.$$

Наибольший прогиб в центре

u - " (' - 4 -) -

Для п р я м о у г о л ь н о й плоской крышки наибольшее напряжение

$$\circ_{нб} = \frac{0{,}75P6^a}{- в»(1{,}0 + 1{,}61a»)} \ кГ/см^2,$$

допустимая толщина крышки

$$«a_{оп} = 0{,}87Ь\ Y\ —\ ^\ — + _c \ см\$$

наибольший прогиб

$$^ = \frac{0{,}142P6^4}{£^(1+2{,}21a»)} \ см, \quad (При\ v = \circ_{,3}),$$

где а = $\frac{Ь}{}$ ^ **1.**

Здесь а — длинная, b — короткая стороны по периметру расположения болтов;

К в а д р а т н а я плоская крышка рассматривается как частный случай прямоугольной, у которой а = b и а = 1.

В результате подстановки получаем следующие формулы: наибольшее напряжение

$$\sigma_{нб} = 0{,}30P\ (-7-*Г!см*\backslash$$

допускаемая толщина крышки

$$s_{don} = 0{,}53a \qquad + c \quad см;$$

наибольший прогиб

$$f_{Н6} = 0{,}44\ Ц - \quad см.$$

Стальные плоские крышки могут рассчитываться по методу предельных нагрузок, что дает возможность применять более экономичные, более тонкие конструкции. При этом методе расчета несущая способность крышки исчерпывается при образовании пластичного шарнира.

Для материалов, не обладающих упрочнением (наклепом), могут быть применены следующие формулы:

при круглой плоской крышке предельное давление

$$^{p}пред=6\sigma_{т}(-\pm гУ \qquad кГ/см^2;$$

допустимая толщина крышки при запасе прочности $n_m = 2{,}0$ по отношению к пределу текучести $а_т$

$$Sean = 0{,}58D_6\ \ У - L + с \quad см\backslash$$

при квадратной плоской крышке предельное давление

$$Рпред = {}^{6}>{}^{6}<*Г\ (-J-)^2 \quad кГ/см^2;$$

допустимая толщина при запасе прочности $n_m = 2{,}0$

$$Sdn = 0{,}55a\ ]\ /\ + c \quad см.$$

Для расчета плоских крышек может быть также использована формула

$$s = D\sqrt{\frac{ЛГ-^{\wedge}}{У\ <*_{доп}}} + c \quad см,$$

где D — расчетный диаметр в *см;*

P — давление в $кГ/см^2;$

$\sigma_{д0П}$ — допускаемое напряжение при растяжении в $кГ1см^2;$

c — прибавка к расчетной толщине.

$D = D_6$ и $k = 0{,}162$ — для крышек типа, изображенного на рис. 472, *а;*

$D = D_n$ **и** k = **0,3 +** тг-7г — **для крышек, у которых болты** *W.cpУ*
изгибают крышку (рис. 472, б и в);

Q_p — расчетная нагрузка на болты в *кГ*

Qф — усилие от давления среды в *кГ*

I — расстояние от окружности болтов до окружности диаметра D_n.

Расчет круглых сферических крышек (рис. 473) ведется раздельно по элементам:

1) определяют напряжение в сферической части с учетом действия давления среды и усилия Q_6 **вдоль шпинделя при закрывании**

$$Qpa^{TM} = life + lWkrs \quad ^{кГ}I^{См2}>$$

где k_c — коэффициент, учитывающий влияние коррозии;

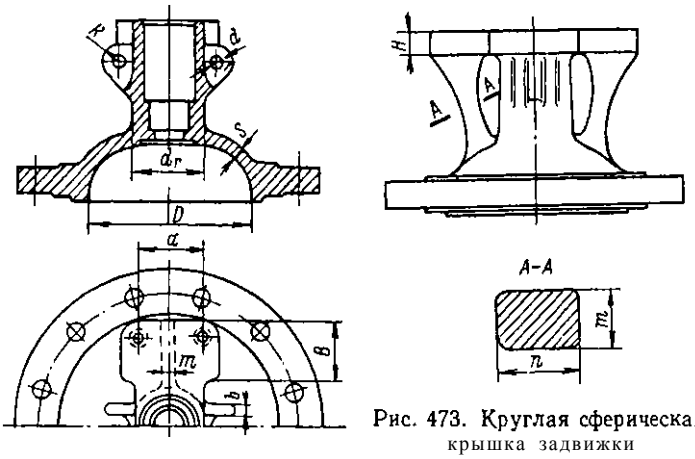


Рис. 473. Круглая сферическая крышка задвижки

2) определяют напряжение среза по диаметру d_r **в месте соединения коробки сальника со сферой**

$$4\,k_c s \quad + \quad nd_r k_c s \quad кГ/см^2;$$

3) определяют напряжение в поддерживающих ребрах по сечению А—А, пренебрегая влиянием заделки опорных площадок,

$$Gpacm = \quad ^{\wedge} I\ C\ M^{2},$$

где / = mn **(рис. 473).**

Напряжение в опорах под стойку при изгибе их относительно ребра равно

$$o_{uar} = \quad —кГ/см^2,$$

где изгибающий момент

$$M_{изг} = \quad кГ\text{-}см,$$

а плечо изгиба

$$/ =$$

Момент сопротивления сечения

$$W = \frac{BH^2}{}$$

где B и Я — см. рис. 473.

Напряжение изгиба в ушках

$$®_{изг} — \frac{M_{...}(y)}{Wu}$$

Изгибающий момент, действующий в ушке,

$$A\,W) = 0{,}04Q(* + 4)>$$

где Q — нагрузка на шпильку (болт) сальника в $кГ$.

Момент сопротивления

$$^{W}y\sim \quad 6 \quad '$$

где

4 -

Расчет сварных крышек задвижек большого диаметра прохода (рис. 474) имеет много сходного с расчетом корпуса. При расчете

ЕЙ:

$$W$$

$Ш$ я

Рис. 474. Сварная крышка (нижняя часть) задвижки большого диаметра прохода

стенка рассматривается как балка длиной L, опертая по концам и нагруженная равномерно распределенной нагрузкой — давлением Р. Для расчета выделяют отрезок стенки шириной $B = \frac{H\,A - H_2}{}$ —^{2},где $Н_х$ и $#_2$—наибольшие расстояния между ребрами,

расположенными по ширине двух соседних участков. Продольные ребра в расчет не вводятся.

Изгибающий момент в рассматриваемом сечении равен

$$M_{изг} = -У\pounds - \quad кГ\text{-}см,$$

где $Q = PF$ — общая нагрузка на стенку в $кГ$ $(F = BL = \frac{(H_г + H_э)\ L}{2}$ площадь рассматриваемого участка в $см^2$).

Наибольшее напряжение изгиба в стенке

$$\sigma_{изг} = \frac{}{W} \quad кГ/см^2,$$

где W — момент сопротивления сечения в $см^3$\

J — момент инерции сечения стенки (тавра) в $см^4$\

$$J = J^{\wedge} + b\pounds - + bhs(s + h) - e^2\{Bs + bh) \quad см^4.$$

$y = s + h - e$ — расстояние от центра тяжести сечения тавра до наиболее удаленного волокна в $см$\

здесь

$$e = \frac{Bs^2 + 2bhs + bh^2}{2\ (Bs + bh)}$$

Помимо расчета стенки на изгиб, расчету на прочность подвергаются остальные элементы крышки: нижний и верхний фланец и т. д.

7. РАСЧЕТ СТОЕК

Стойки задвижек могут иметь колонковую (рис. 475, а) или трубчатую (рис. 475, б) конструкцию, Стойка подвергается растяжению усилием, равным Q_0 (см. силовой расчет задвижек) при закрывании задвижки, или сжатию усилием Qo при открывании и действию крутящего момента. Крутящий момент подвергает колонки изгибу, а в трубе создает напряжение сдвига.

В задвижках с ручным управлением без редуктора при ввинчиваемом шпинделе $M_к = M_0$, т. е. крутящий момент равен моменту в резьбе шпинделя; во всех остальных случаях $M_к = M_б$ — моменту трения в бурте. При наличии редуктора в задвижках с ручным управлением или с электроприводом $M_к = M$, т. е. равен наибольшему моменту на шпинделе.

В стойках колонковой конструкции проверяются величины напряжений в сечениях *А—А* и *Б—Б* (см. рис. 475, *а*). Проверяется на прочность также резьба[1] горловины.

Напряжение в сечении А—А равно

$$\sigma_{сумм} = \sigma_{раст} + \sigma_{изг},$$

где $\sigma_{раст}$ — напряжение растяжения в *кГ/см²*;

$\sigma_{изг}$ — напряжение изгиба в *кГ/см²*.

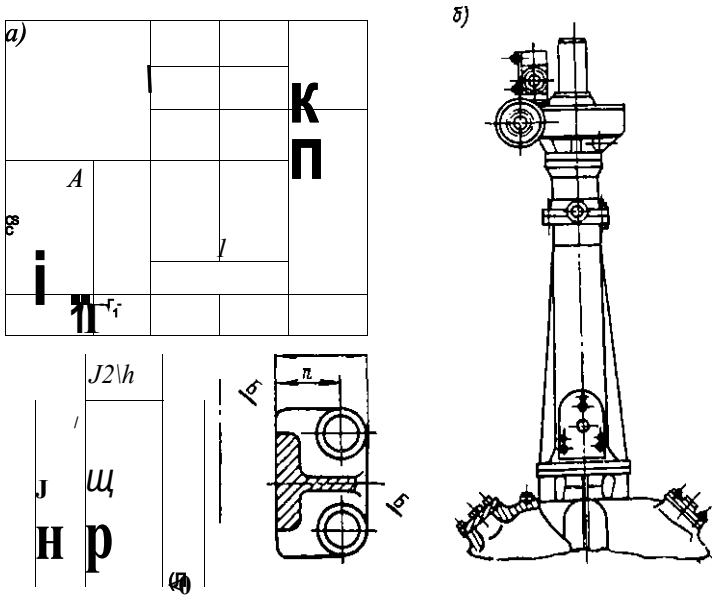


Рис. 475. Стойки задвижки: а — колонковая; б — трубчатая

В этих формулах:

Q — **расчетное усилие вдоль шпинделя, берется по силовому расчету задвижки в** *кГ*;

$f = \quad + f_2 = b_1h_1 + 6_2Л_2$ — **площадь сечения, подвергаемая растяжению, в** *см*;

$M_{из\,г} = 2(L + te)$ — **изгибающий момент в сечении А—Л, создаваемый усилиями, образуемыми от крутящего момента и приложенными на наибольшем расстоянии H_0 + е от сечения А—А;**

$e = \frac{0.5A + ft\,(fri + 0{,}56_2)}{f}$ — **расстояние от центра тяжести сечения тавра до оси В—В.**

Момент сопротивления в сечении А—А (тавра)

$$W = \frac{b_1h_1 + b_2h_2}{bh,}$$

В сечении Б—Б возникает напряжение изгиба, равное (условно)

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{WB} = \frac{Qx}{4WE'}$$

где плечо изгиба

$$x = \frac{(n-b_2)\ (l_{z_1}-l_{12}) + 6_2(a-M}{см}$$

Момент сопротивления в сечении Б—Б

$$W_Б = \frac{BH^2}{6},$$

где

$$mYtol + \wedge - h\ t\ f$$

В колонках трубчатого типа рассчитывается на растяжение и кручение трубчатая часть в наиболее узком месте, а в раздвоенной опорной части проверяется прочность верхнего и нижнего опорного фланцев и другие элементы. При расчете опорного фланца следует иметь в виду, что нагрузка на болты в этом случае не распределяется равномерно. Болты, расположенные у ребер, несут большую нагрузку, нежели болты, удаленные от ребер (расположенные на плоскости полуколец). Это объясняется тем, что упругость .полукольцевых частей, расположенных между ребрами, велика, и на болты, расположенные в средней части плоских полукольцевых частей фланцев, будет передаваться лишь то усилие, которое создается упругостью кольца при соответствующей величине деформации изгиба в точке кольца, где расположен болт. Экспериментальные исследования подтверждают правильность такой оценки условий работы болтов.

8. ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Как известно, запасы прочности и допускаемые напряжения зависят как от назначения и условий эксплуатации изделий, так и от методики расчета. При расчете деталей на прочность различают расчет деталей из хрупких материалов (серый чугун и пр.) и из пластичных (сталь, алюминий и пр.). При расчете деталей из хрупких материалов применяются формулы, основанные на первой теории прочности (теория наибольших нормальных напряжений). В деталях из этих материалов высокие местные напряжения недопустимы, поэтому прочность деталей определяется по величине наибольших напряжений. Расчет ведется по пределу прочности, а запасы прочности выбираются достаточно большими: от 5 до 8.

При пластичных металлах местные напряжения не представляют значительной опасности для деталей и поэтому в них допу-

скается усреднение напряжений по сечению. В отливках принимаются допустимые напряжения в 1,4 раза меньше, чем в прокате или в кованом металле.

Запасы прочности по пределу текучести могут иметь следующие величины:

Для гладких цилиндрических деталей без фланцев и других сложных переходов из кованого материала n_m= *1,4-т-1,5*
Для кованых деталей с фланцами . . . . . $n_т$ = 1,6-т-1,7
Для отливок из стали . . . . . $n_т$ = 2,0
Запас прочности по пределу прочности составляет . . $n_в$ = 3-5-4
Запас прочности по пределу длительной прочности 1,5-5-3,0
Запас прочности по пределу ползучести . . . . . $n_{дл}$=0,9-5-1,0

Глава III. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1. ЗАДАЧИ РАСЧЕТА ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Фланцевые соединения в трубопроводах имеют чрезвычайно широкое распространение; они применяются для самых разнообразных сред, давлений и температур.

Фланцевое соединение выполняет весьма ответственную роль, так как во многих случаях разрушение фланцевого соединения связано не только с большими материальными потерями, но и с опасностью для жизни обслуживающего персонала. Поэтому прочность фланцевого соединения должна быть гарантирована безусловно. В то же время, большое количество металла, затрачиваемое на изготовление фланцевых соединений, требует применения рациональных, научно обоснованных методов расчета.

Фланцевое соединение состоит из трех элементов: фланцев, болтов и прокладки, физико-механические свойства которых значительно влияют на работу соединения. Расчет фланцевого соединения затрудняется большим числом факторов, влияющих на его работу; условиями эксплуатации трубопровода или установки, на которых смонтировано данное фланцевое соединение, квалификацией обслуживающего персонала, упругостью, весом и конструкцией данного участка трубопровода, колебаниями температуры.

Плотность фланцевого соединения обеспечивается путем соответствующей затяжки болтов.

При расчете должно быть обеспечено условие, заключающееся в том, что при возникновении рабочего давления в трубопроводе запасы прочности болтов и фланца по отношению к действующим усилиям не должны быть ниже определенной величины.

Таким образом, расчет фланцевого соединения содержит три элемента:

1) определение величины затяга прокладки, необходимой для обеспечения плотности соединения;

2) определение количества и размеров болтов;

3) определение размеров фланцев.

Эти элементы расчета необходимо рассматривать как составные части единого комплекса данных.

В различных методах применяются различные эмпирические данные, которые применимы только для определенного метода расчета фланцевого соединения. Поэтому расчет всех трех элементов должен вестись по единой методике.

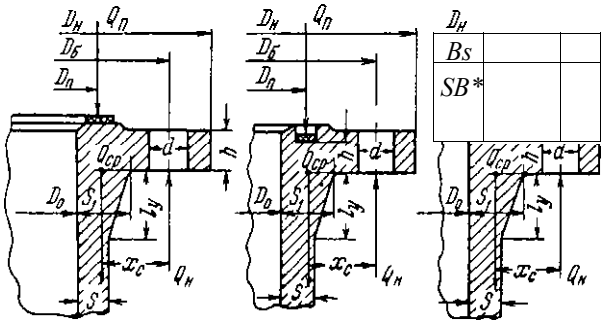


Рис. 476. Типы жестких фланцев

Усилие затяга во фланцевом соединении не сохраняется, постоянным, оно изменяется со временем вследствие релаксации напряжений в прокладке и болтах. Релаксация напряжений в прокладке протекает как в начальный период работы соединения, вскоре после затяжки, так и в нагретом виде. Имеются сведения о том, что через 24 ч усилие затяг соединения с паронитовой прокладкой уменьшается на 30%, что можно ликвидировать повторными затяжками.

Релаксация напряжений в болтах и шпильках возникает в процессе эксплуатации, когда болты и шпильки нагреваются до высокой температуры.

Явление текучести металла в шпильках (при высоких температурах болты не применяются) приводит к тому, что удельные давления на прокладку снижаются и могут вызвать протечку среды.

В трубопроводах и арматуре применяется много различных конструкций фланцевых соединений, но почти все их можно свести в две большие группы:

1) жесткие фланцы, в которых кольцевая часть изготовлена заодно с цилиндрической (рис. 476);

2) свободные фланцы, в которых кольцевая часть изготовлена отдельно от цилиндрической и связана с ней при помощи упора, резьбы и прочих соединительных элементов (рис. 477).

Применяемые в настоящее время методы расчета фланцевых соединений также можно разделить на две группы:

1) метод расчета по допускаемым напряжениям;

2) метод расчета по предельным нагрузкам.

Расчет фланцев по допускаемым напряжениям применим для всех металлов при всех условиях работы.

Расчет фланцев по предельным нагрузкам является более совершенным, но он применим лишь для нехрупких металлов, работающих при таких условиях, когда температура фланцев лежит в зоне, где основной характеристикой прочности металла является предел текучести.

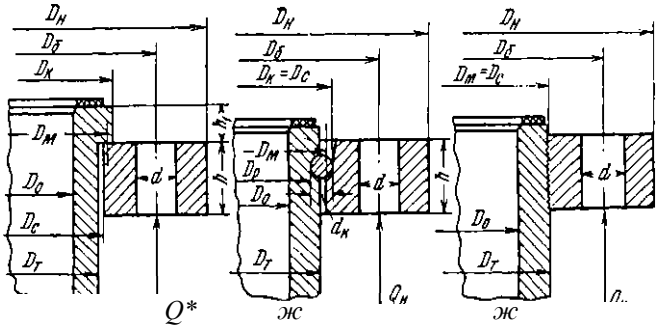


Рис. 477. Типы свободных фланцев

Таким образом, расчет всех чугунных фланцев и стальных, работающих при высокой температуре, когда ползучесть металла приобретает значение, следует вести только по допускаемым напряжениям.

Несмотря на сравнительно большое количество работ и исследований, посвященных этому вопросу, до настоящего времени нет установившегося и общепризнанного метода расчета фланцевых соединений. В данной главе рассмотрены наиболее обоснованные методы.

2. РАСЧЕТ УСИЛИЯ, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ ЗАТЯГА ПРОКЛАДКИ

Для работы прокладки характерны два периода. Первый период — до подачи среды в Трубопровод, когда прокладка предварительно обжата между уплотняющими поверхностями на месте ее установки с тем, чтобы на ней в известной мере отпечатался рельеф уплотняемых поверхностей (рис. 478) и материал прокладки перестал пропускать среду через имеющиеся в нем поры, расслоения и неплотности. Усилие обжатия в основном зависит от материала прокладки и площади обжатия. Второй период работы прокладки начинается с того момента, когда в трубопровод поступает среда, в связи с чем фланцевое соединение испытывает

влияние колебаний давления, температуры, сотрясений и т. д. В этом случае предварительно обжатая прокладка обеспечивает плотность соединения в силу своей упругости. На характер работы

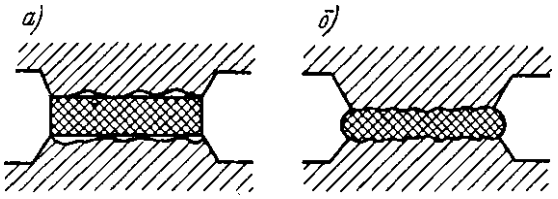


Рис. 478. Схема обжатия прокладки: а — до обжатия; б — после обжатия

прокладочного соединения в условиях эксплуатации значительное влияние оказывает и соотношение между упругостью прокладки и упругостью болтов и фланцев.

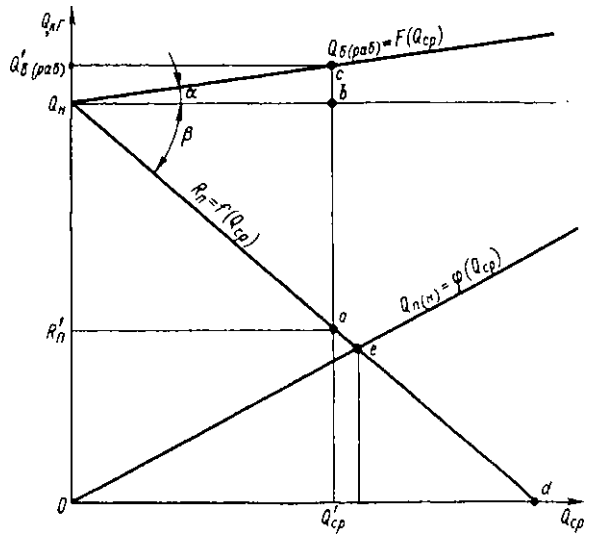


Рис. 479. График силового состояния фланцевого соединения

Диаграмма состояния фланцевого соединений (рис. 479) дает возможность наглядно представить взаимное влияние действия сил от давления среды, затяга болтов и упругости прокладки фланцев и болтов. По оси ординат отложим Q_H — усилие, созданное предварительным затягом фланцевого соединения до поступления среды и возникновения $Q_{ср}$ — усилия от давления среды (откладывается по оси абсцисс).

Если бы усилие от давления среды $Q_{ср}$ не оказывало влияния на усилие, действующее на болты, $Qe(раб)$ и на реакцию прокладки Rn, то имело бы место равенство $Q_H = C1б(раб) = Rn =$ = const (горизонтальная линия на рис. 479). Однако в связи с влиянием упругости элементов фланцевого соединения это равенство не сохраняется. С повышением давления среды реакция прокладки уменьшается, а зависимость изменения нагрузки на болты от суммарного действия давления среды и реакции прокладки имеет вид прямой, наклоненной под углом,а к линии Q_H = const.

Реакция прокладки R_n с повышением давления уменьшается, а изменение реакции прокладки от действия давления среды имеет вид прямой, наклоненной под углом р к линии Q_H = const. При одинаковых горизонтальных и вертикальных масштабах и при весьма упругой прокладке а = 45°, а (3 = 0; при очень жесткой прокладке, наоборот, а = 0, а (3 = 45°. Расстояние по вертикали между точками этих наклонных линий равно $Q_{ср}$.

Задавшись определенным давлением среды Р и отложив на оси абсцщх значение $Q_{ср}$, соответствующее Р, проводим вертикальную линию, которая при пересечении с наклонными линиями дает значения фактической реакции прокладки R_n и фактической нагрузки на болты Qe{раб) в рабочих условиях.

Обозначим tg а = г), тогда tg (3 = 1 — т), так как

$$\frac{ab}{Qcp} \quad \frac{ac - cb}{Qcp} \quad \frac{Л\,Qcp}{Qcp} \quad \frac{j}{} \quad ^$$

Таким образом, нагрузка на болты в рабочих условиях равна

$$0{,}6\,(раб) = Qh + t\backslash Qcp-$$

Реакция прокладки в рабочих условиях

$$Rn = Qn- (1 -*T|)\ 0c_{Р.}$$

Физическая сущность коэффициента т] может быть определена из следующих зависимостей

$$Об(раб) = Qh + T)Qcp = Rn + Qcp\,y$$

откуда $Q_{ср}$ (1 — ri) = $Q_H - R_n$ и 1 — ri = $\frac{Q____D}{Wcp}$. Следовательно,

$$rj = i\frac{\quad}{Qcp}QH - Rn_t$$

Определим значение r\ в зависимости от упругости элементов, составляющих фланцевое соединение. Обозначим $к_б$ = — упругость болтов, $X_п$ = — упругость прокладки и %ф = = — упругость фланца, где $M_б$, $M_п$, $M_ф$ и $AQ_б$, Д#„„

ДQ<р соответственно приращения деформаций и усилий в болтах, прокладке и фланцах.

При поступлении среды и возникновении усилия $Q_{ср}$ нагрузка на болты увеличивается, а реакция прокладки и усилия сжатия фланца снижаются.

Болты удлиняются на величину

$$A\,1б = (Qср + Rп — QH)\ ЬБ\ ММ_t$$

прокладка — на величину

$$Мп = (QH — Rп)\ К\ ММ,$$

а фланцы — на

$$2M_ф = 2\ (Q_H - R_п)\ V$$

Удлинение болтов соответствует длине, на которую увеличились толщины прокладки и фланцев.

Таким образом

$$(Qср + Rп — QH)\ h = (QH - Rп)\ K + 2\ (Q_H - R_п)\ V$$

отсюда

$$Цср \sim \frac{(Qп\text{-}Rп)\ Ьб + Щ + Ьп}{Гб}$$

Обозначнм $\frac{U + Щ + К}{} =$ тогда

$$= \text{и}\ Rп = Qп\text{-}wQ_{ср}.$$

В принятом нами обозначении $w = 1$ — г), откуда

$$т \sim \frac{1}{1} - \frac{1}{w - 1} \qquad \frac{К\sigma}{К + 2кф + Ьб} — \sim \frac{+ Щ}{К + Щ + Ьб'}$$

Для жестких фланцев высокого давления с паронитовой прокладкой толщиной б = 0,6 *мм* экспериментально найдено $г\backslash$ = = 0,104-0,12. В этом случае $R_п \wedge Q_Н$ — $0{,}9Q_{ср}$.

Для упругих прокладок (резина и т. д.) значение г\ увеличивается и возникновение усилия $Q_{ср}$ оказывает меньшее влияние на $R_п$.

При жестких прокладках с повышением давления среды усилие уплотнения (реакция прокладки) быстро снижается.

Полное разуплотнение соединения наступит тогда, когда $R_п$ = = 0, что соответствует точке *d,* т. е. при условии

$$Q_{ср} = \frac{Q_к}{\operatorname{tg}\beta}.$$

При г) = 0,1 tg р = 0,9 и $Q_{ср}$ = 1,11Q«.

Частичное разуплотнение может наступить раньше.

Если представим усилие, необходимое для уплотнения соединения, условно в виде прямой, проходящей через начало координат

(рис, 479), $Qn(H) = ф$ (Qcp), **то пересечение этой линии с линией** $Rn — f(Qcp)$ **покажет наибольшее значение** Q_{cpy} **до которого будет обеспечена плотность соединения (точка** *е)* **после затяга с усилием** Q_n. **При повышении давления соединение начнет разуплотняться.**

Усилие предварительного затяга, необходимое для обеспечения плотности прокладочного соединения, может быть определено по формуле

$$Qh = kQcpt$$

где k **— коэффициент, показывающий, во сколько раз усилие затяга** Q_H **должно быть больше** $Q_{ср}$.

Этот метод, применявшийся ранее, не получил распространения, так как величина k **должна учитывать влияние большого числа факторов: материал прокладки, ее размеры, давление среды и пр. Поэтому более результативным оказался метод расчета с применением формулы**

$$QH == Qcp \quad QyriM$$

где Q_{ynA} **— усилие, на которое предварительный затяг** Q_H **должен превышать** Q_{cpy} **чтобы обеспечить плотность прокладочного соединения.**

С учетом упругости элементов фланцевого соединения для рабочих условий, когда действует давление среды,

$$Q_H = R_n + (l - г]) Q_{ср}.$$

Реакция прокладки R_n **должна иметь такую величину, которая обеспечила бы сохранение плотности прокладочного соединения. Это достигается созданием на площади прокладки достаточных удельных давлений на каждый квадратный сантиметр площади уплотняемого контура, либо достаточных усилий на один сантиметр периметра уплотняемого контура.**

Анализ результатов исследования показывает следующее.

При малых удельных давлениях на прокладке эксперименты дают значительный разброс данных (см. рис. 371) при общей тенденции повышения необходимых удельных давлений с повышением давления среды. При достижении критического удельного давления q_{Kp} **на прокладке дальнейшее повышение давления вызывает увеличение^удельных давлений на прокладке пропорционально давлению среды. После обжатия прокладок с удельным давлением** q_{Kp} **плотность соединения в последующих испытаниях может быть достигнута при более низких удельных давлениях, чем при первоначальной затяжке.**

Опыт эксплуатации фланцевых соединений показал, что нельзя ограничиваться величиной удельных давлений на прокладке, полученных при экспериментах в лабораторных условиях. В процессе эксплуатации влияние на плотность соединения оказывают

дополнительные факторы: релаксация напряжений в болтах и прокладке, вибрации трубопровода, температурные колебания, изменения упругих свойств прокладки со временем и ряд других. Поэтому считают, что, несмотря на обжатие прокладки с определенным усилием при затяжке соединения, в процессе эксплуатации, при действии давления среды, на поверхности прокладки должны сохраняться удельные давления, превышающие рабочее давление среды в определенное число раз, зависящее от упругих свойств материала прокладки.

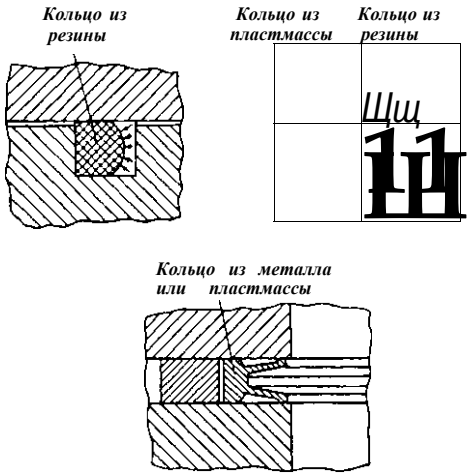


Рис. 480. Типы самоуплотняющихся прокладок

Таким образом, имеют место два критерия условий обеспечения плотности. Первый критерий — удельные давления, которые должны быть созданы, чтобы уплотнить рельеф кольцевого контура; величина этих давлений определяется главным образом пластическими свойствами материала прокладки. Второй критерий — удельные давления, которые должны быть сохранены на кольцевом контуре в эксплуатационных условиях, после подачи давления среды, чтобы соединение сохранило плотность, что определяется главным образом упругостью прокладок*

В соответствии с указанными выше критериями плотности прокладки можно разделить на упругие (резина, пластикат), мягкие (паронит, асбест) и жесткие (металл). Упругие прокладки характерны тем, что созданное в соединении усилие сохраняется длительное время и подача давления среды практически не оказывает влияния на величину реакции прокладки. Усилие на болтах при этих прокладках в момент разуплотнения представляет собой сумму усилий от предварительного затяга и от давления среды.

Металлические прокладки требуют значительных удельных давлений и обладают малой упругостью. При подаче среды реакция металлической прокладки практически снижается на величину, примерно равную усилию от давления среды. Мягкие прокладки — асбестовые и паронитовые — занимают промежуточное положение.

В последнее время получают все большее распространение прокладки самоуплотняющиеся, в которых давление среды используется для создания плотности. Такие прокладки чаще всего представляют собой резиновое кольцо круглого сечения, которое за-

кладывается с зазором в канавку прямоугольного или иного сечения. Под действием давления среды резина вдавливается в щель между соединяемыми деталями и таким образом уплотняет соединение. Применяются также самоуплотняющиеся прокладки металлические, фторопластовые и другие. Некоторые типы самоуплотняющихся прокладок приведены на рис. 480. Получают применение также полые трубчатые прокладки, изготовленные из трубок с использованием меди, алюминия, стали и других материалов (рис. 481).

Несмотря на ряд выполненных исследований, пока не существует общепринятого метода и единых данных по методике расчета прокладочного соединения.

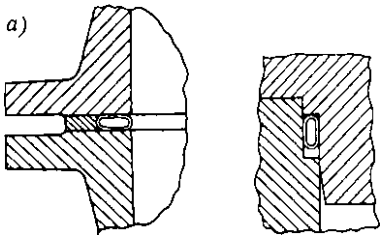


Рис. 481. Полые трубчатые прокладки: а — плоское сопряжение; б—цилиндрическое сопряжение

В качестве исходной теоретической базы для установления необходимого удельного давления обычно принимают определенную степень деформации материала прокладки, из чего следует, что основным параметром, характеризующим уплотняющие свойства материала прокладки, является модуль упругости Е. Чем меньше модуль упругости, тем прокладки должны лучше уплотнять. В реальных условиях работы прокладок на величину удельных давлений оказывает влияние большое число факторов, и поэтому не всегда данные, полученные на основе теоретических расчетов, могут быть без соответствующих поправок использованы. Обычно для определения значений необходимых удельных давлений используют экспериментальный метод испытаний в лабораторных и эксплуатационных условиях.

Ниже приводятся данные, уже используемые длительное время в арматуростроении и давшие положительные результаты.

Плоские неметаллические прокладки (упругие и мягкие) (рис. 482)

При ширине прокладки *B* **4** *мм* **и толщине 6 ^ 4** *мм* **расчет может выполняться по следующей методике.**

Для обеспечения плотности соединения прокладка должна быть п р е д в а р и т е л ь н о о б ж а т а на месте ее установки с усилием

$$Qoo = LBq_0k(p, \quad Q_H = Q_{об} \text{ при } P = 0,$$

где *L* **— длина периметра прокладки по средней линии: для круглой прокладки** $L = 3>\backslash 4D_n$ *см;* **для овальной** $L = 3{,}14\ У2\ (a^2_n + Б^2_n)$ *см* **для прямоугольной** $L = 2(A_n + B_я)$ *см;*

B — **ширина прокладки в** *см*\

кф — коэффициент формы, учитывающий наличие бороздок, пересекающих поверхность уплотнения, неравномерность деформации фланцев, а следовательно, и неравномерность деформации прокладок фланца; рекомендуется принимать: для круглого фланца $к_ф$ **= 1,0; для овального** *кф* **= 1,2; для прямоугольного** $к_ф$ **= = 1,3;**

Qo — **удельное давление на прокладке, необходимое для создания плотности и зависящее от материала прокладки, ее ширины и толщины.**

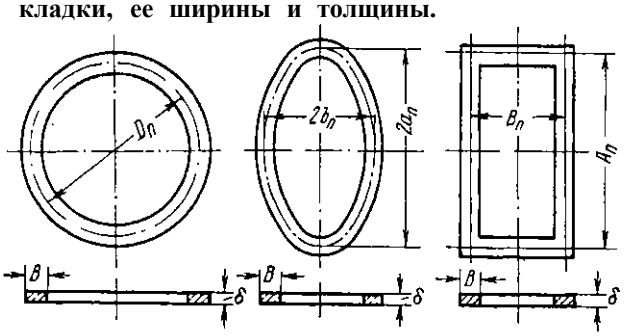


Рис. 482. Плоские неметаллические прокладки

При затяге фланцевого соединения вследствие изгиба фланцев прокладка обжимается неравномерно (по наружному краю сильнее, чем по внутреннему), поэтому фактически действующая ширина прокладки уменьшается. Помимо этого с увеличением ширины и толщины прокладки условия обеспечения плотности соединения улучшаются.

Для определения значения q_0 **используется формула**

ЯуС

дающая на практике удовлетворительные результаты.

Здесь толщина прокладки б принимается в *мм*, **ширина** *B* — **в см.**

Для обеспечения лучших условий эксплуатации толщина прокладки должна выбираться по возможности малой: 6 = 1 + + 2 *мм.* **Паронит большой толщины используется для арматуры большого диаметра прохода, где возможны отклонения от плоскостности и деформации уплотняющих поверхностей фланцев.**

Рекомендуются следующие значения q_y**:**

Для прокладок из паронита	200 *кГ/см²*
» » » картона, пропитанного солидолом УСс	100 »

Коэффициент С, учитывающий увеличение шероховатости и других отклонений от идеальной плоскости в связи с увеличением диаметра прокладки, для плоских неметаллических прокладок равен

$$C = 1 + 0.1 j / f.$$

где D_n **— средний диаметр прокладки в** *см.*

Для овальных диаметров $D_n = 2a_n$, **для прямоугольных** $A = -A_n$.

Для прокладок упругих с большой деформационной способностью (резина, пластикат), влиянием ширины и размеров прокладки на q_0 **можно пренебречь и принимать**

$$\wedge = \quad кГ'см К$$

Для резины мягкой с гладкой поверхностью	<7^=20 *кГ/см²*
Для резины средней твердости с шероховатой поверхностью и пластиката	*Яу—№ кГ/см²*
Для листового фторопласта (по данным различных источников).	^=1004-350 *кГ/см²* и выше

Фторопластовые прокладки из пленочных материалов допускают меньшие значения q_y.

Эксперименты по изучению уплотняющих свойств паронита и определению необходимых удельных давлений на прокладку неизменно показывают большой разброс данных, вызываемый неоднородностью структуры состава, пористости и прочих свойств паронита. Шероховатость поверхности фланца под прокладку, созданная кольцевыми или спиральными бороздками, улучшает уплотняющие качества соединения.

Имеются некоторые данные о том, что при удельном давлении предварительного обжатия $q_0 = 320$ *кГ/см²* **уплотняются все неплотности в материале прокладки из паронита. Для уплотнения жидкостей требуется меньшее удельное давление (**$q_0 = 100$ *кГ/см²),* **для уплотнения газов и при грубо обработанных поверхностях с бороздками, не имеющими замкнутого характера, удельное давление значительно возрастает (**$q_0 = 500$ *кГ/см²).*

Наибольшее удельное давление на прокладку из паронита доходит до 1300 *кГ/см²,* **на картонную — до 550** *кГ1см²,* **на резиновую — до 200** *кГ1см².* **По данным ЦКТИ, при расчете паронитовых прокладок необходимо выдержать** q_0 ^ **100** *кПсм².*

При использовании резиновых прокладок следует иметь в виду, что в результате чрезмерного сжатия ухудшаются эксплуатационные свойства резины, поэтому сжатие резины по высоте ограничивают величиной в 20—40%, что должно быть обеспечено конструкцией соединения. Поскольку резина практически

несжимаема, следует предусматривать возможность деформации резины в ширину при сжатии прокладки.

Фланцевые соединения с фторопластовыми прокладками также должны предусматривать ограничение сжатия прокладки по толщине и малые зазоры в канавке. Сжатая прокладка должна иметь толщину не менее 0,85 первоначальной.

Для обеспечения плотности в рабочих условиях (при действии среды) реакция прокладки должна сохранять значение

$$R_n = LBq_{py}$$

где q_p — необходимое давление на прокладку в рабочих условиях, зависящее от материала прокладки, ее ширины и толщины:

$$q_p = \frac{mP_{раб}}{v\ m\ '}$$

где B — ширина прокладки в *см*\
$б$ — толщина прокладки в *мм*\
$Pp_аб$ — рабочее давление в *кГ1см*^{2}\
т — коэффициент уплотнения; для прокладок из паронита m = 4,5; для прокладок из картона т = 3.

При возникновении усилия $Q_{ср}$ + Q_0, действующего в направлении разуплотнения, реакция прокладки уменьшится на величину (1 — *x*\) ($Q_{ср}$ + Q_0); поэтому, чтобы сохранить необходимое значение R_n> требуется начальное усилие затяга, равное

$$Q_p = LBq_p + (1 - m|)\ (Q_{ср} + Qo)-$$

Для рабочих условий

$$Qh = Q_P-$$

Для фланцев с прокладкой из паронита г\ = 0,10-^0,15; из фторопласта — rj = 0,05; из пластиката — г] = 0,90; из мягкой резины— г\ = 0,95. Для соединений с плоскими металлическими прокладками и для беспрокладочных соединений г] = 0.

Усилие от давления среды

$$Qcp^{=} FcpP\ рабу$$

где $F_{ср}$ — площадь действия давления среды в *см*^{2}.

Для круглой прокладки . . . . . $F_{ср}=0{,}785D^2{}_n$
Для овальной прокладки . . . . . $F_{ср}=3{,}\4a_nb_n$
Для прямоугольной прокладки . . . . . $F_{ср}=A_nB_n$

В вентилях высокого давления, где диаметр шпинделя в сальнике d_c имеет относительно D_n значительную величину,

$$Qcp = 0{,}785\ (D^2{}_n — d^2{}_c)\ P\ кГ.$$

При расчете фланцевых соединений крышек с корпусом значение Qo берется по наибольшему усилию вдоль шпинделя. При расчете проходных или магистральных фланцев $Q_0 = 0$.

По данным ЦКТИ, при расчете паронитовых прокладок необходимо выдержать $q_p \wedge 1{,}5P_{раб}$.

Необходимое усилие затяга прокладки $Q_{об}$, определяется большей из двух величин — $Q_{об}$ или $Q_{ру}$ вычисленных для данного фланца.

Таким образом, $Q_H = Q_{об}$ при $Q_{об} >$ и $Q_H = Q_p$ при $Q_{об} <$ < Q P .

В прокладочных соединениях незащищенного типа (см. рис. 472, а, 477, 478) прокладка под действием давления среды может быть выдавлена («выбита») наружу. Этому препятствует прочность материала прокладки и сила трения между фланцем и прокладкой, действующая по обе стороны прокладки. Поскольку прочность материала мягких прокладок мала, решающее значение имеет сила трения.

Для сохранения прокладки должно иметь место неравенство

$$л\ (D_n - B)\ 8P \wedge 2nD_nBq\backslash i,$$

где q — удельное давление на прокладку в $кГ1см^2$;

|x — коэффициент трения.

Пренебрегая в левой части величиной B по сравнению с D_n, после сокращения имеем

$$_ \frac{Рб}{2B\backslash i}$$

Коэффициенты трения |x для прокладки по металлу имеют следующие значения: для паронита |x = 0,5; для резины ц = 0,6.

Принимая |x = 0,5, получаем

Здесь 6—толщина прокладки до установки; уменьшение после затяжки создает запас надежности.

В обычных условиях для плоских прокладок отношение -g- = = 4 -т- -j^-, что обеспечивает нормальную работу прокладки без выдавливания. Высокие резиновые прокладки, для которых рассматриваемое явление представляет угрозу, ставятся, как правило, при соединениях защищенного типа (см. рис. 476, б, *в*).

При высоких давлениях, когда в связи с большой нагрузкой болтов происходит некоторая разгрузк'а прокладки от сжимающих усилий, опасность «выбивания» прокладки из незащищенного соединения возрастает.

Плоские металлические прокладки (рис. 483)

При ширине 4—16 *мм* **расчет усилия затяга может выполняться по следующей методике. Прокладка должна быть предварительно обжата на месте ее установки с усилием**

$$Q_{об} = 3MD_nBq_0k_h$$

где D_n **— средний диаметр в** *см*\

B **— ширина прокладки в** *см*\

k_t **— коэффициент, учитывающий температуру фланцевого соединения (при** t **^ 400° С** k_t **= 1);**

Qo **— удельное давление на прокладке, необходимое для создания плотности, зависящее от материала и размера прокладки,**

$$q_o = q_yC.$$

На основе данных Уотерса рекомендуется принимать следующие значения ^для различных материалов:

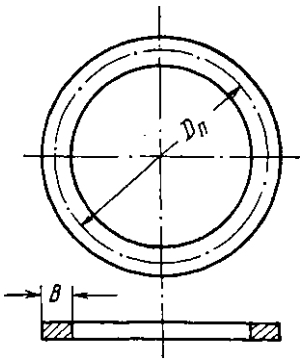


Рис. 483. Плоские металлические прокладки

Мягкий алюминий	300	*кГ/см²*
Мягкая медь или латунь	450	»
Мягкая сталь и железо	700	»
Сталь Х18Н10Т	900	»

Другие авторы рекомендуют значения q_y **в 2—3 раза большие.**

Коэффициент С для металлических прокладок определяется по формуле

$$C - 1 + 0{,}15 / Ж .$$

В рабочих условиях (при действии среды) требуется обеспечить усилие затяга, равное

$$Q_p = 3MD_nBq_p + Q_{ср} + Q_0,$$

(принято Г) = 0), где

$$q_{фD} = \frac{^L}{V B} \quad кГ/см^2.$$

Рекомендуется принимать следующие значения т для различных материалов:

Мягкий алюминий	4
Мягкая медь или латунь	5
Мягкая сталь и железо	6
Сталь Х18Н10Т	7

Для прокладок из свинца q_p **= 70** *кГ/см²*.

Во избежание чрезмерной деформации прокладки в прокладочных соединениях незащищенного типа желательно выдержать условие q_p ^ 1,5ст$_г$, в соединениях защищенного типа (шип—паз) может быть допущено q_p ^ 1,5а$_в$(Раст).

Необходимое усилие затяга прокладки представляет собой наибольшую из двух величин $Q_{об}$ и $Q_р$, вычисленных для данной прокладки. Таким образом, при $Q_0$6>Qp $Q_Н = Q_{об}$; при $Qоб>Q_Р$ $Q_Н = Q_Р$.

При использовании металлических прокладок возникает необходимость в больших удельных давлениях, что заставляет усиливать фланцы и шпильки. В связи с этим металлические прокладки целесообразно применять лишь при достаточно высоких давлениях. Так, алюминиевые прокладки применяются при t ^ 430° С до $P_{раб}$ = = 250 *кГ/см*^{2}*у* если рабочей средой является воздух, и до $P_{раб}$= =400 *кГ/см*^{2}, если рабочей средой является вода. Прокладки из меди используются для давлений $P_{раб}$ = = 300-і-900 *кГ1см*^{2} при температуре до 250—300° С. Для более высоких давлений применяют стальные прокладки.

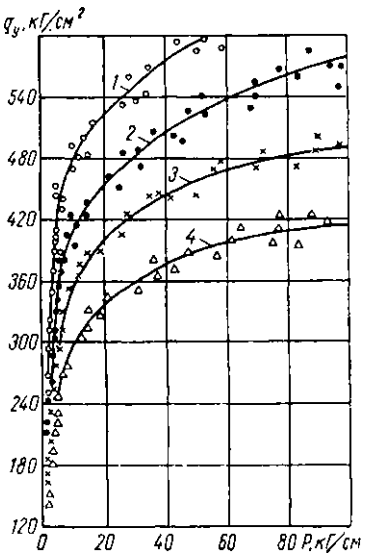


Рис. 484. Результаты испытаний воздухом прокладок из паронита B = 0,9 *см:*

1 — в = 0,6 *мм; 2—6* = 0,8 *мм; 3 — 6* = 1,05 *мм; 4 — 6* = 1,4 *мм*

Для уменьшения удельных давлений, необходимых для уплотнения соединения, прокладку и поверхность под прокладку необходимо тщательно обрабатывать и по возможности взаимно притирать.

Исследование плотности прокладок, выполненное Х. Х. Мухаметшиным, является одной из работ в этой области. Испытания проводились водой и воздухом при давлении до 100 *кГ/см*^{2}. Некоторые из полученных результатов приведены ниже.

При испытаниях паронита воздухом, на графике (рис. 484) можно выделить два участка:

при P ^ 5 *кГ1см*^{2}

$$Чу — \frac{170 + 28Я}{£0,з_60,б} \quad кІ\,1см^{2>};$$

при Р > 5 кГ1см^2

$$Яу = \frac{240Р^{0,16}}{в0,з_60,б} \quad г/\ \ 2$$

Уплотнение при испытаниях водой обеспечивалось более низкими удельными давлениями:

при $P \wedge 5$ *кГ/см*^{2}

$$= \frac{50 + 12P}{б0,б} \quad кГ/см^2;$$

при $P > 5$ *кГ/см*^{2}

$$Яу = \frac{72p0.з}{оГ} \quad «Пом^2.$$

Применение герметизирующих смазок дало значительный эффект. Так, применение герметика УН-25 позволило снизить удельное давление в 2—4 раза, а применение герметика ПСТ— в 2,5—10 раз. Эффективность применения герметизирующих смазок особенно велика при низких давлениях.

Испытание водой картонных непропитанных прокладок показало их непригодность для уплотнений в связи с пористым строением материала. Для картонных прокладок, пропитанных солидолом,

fc-S^ML «ГА*.

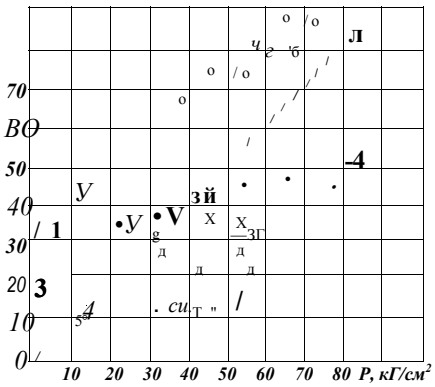


Рис. 485. Результаты испытаний воздухом и водой прокладок из резины (с шероховатой поверхностью)

/ — а = 3,7 мм\ 2 — б = 2,0 мм\ 3 — б = = 1,5 мм; 4 — б = 1,0 мм; 5 — б = 0,5 мм

Резиновые прокладки толщиной 0,5—2,0 *мм* **при испытаниях показали зависимости** $q_y = / (P)_y$ **показанные на рис. 485. Удельные давления для обеспечения плотности воды и воздуха близки и могут быть выражены формулой**

$$Яу = \frac{27 + 0,6P}{б0,б} \quad кГ/см^2.$$

Эта формула применима для области, где $q_y \wedge P_к = \frac{48}{g}$ **. При значениях** $P > P_к$ **имеет место** q_y **= Я. Ширина резиновых прокладок не оказывала влияния на величину удельных давлений.**

Листовая резина, выпускаемая отечественными заводами, имеет обычно одну сторону гладкую, другую шероховатую. Резина с шероховатой поверхностью требует при прочих равных условиях удельных давлений в 2—3 раза больших, чем гладкая. Приведенные выше данные относятся к резине с шероховатой поверхностью.

Во всех приведенных выше формулах ширина прокладки *B* **выражена в** *см,* **а толщина б — в** *мм.*

Испытания металлических плоских прокладок воздухом при давлениях до 150 *кГ/см*^{2} **дали результаты, показанные на рис. 486.**

Для прокладок из отожженной красной меди марок М1—М3

q_y = **1400-П 550** *кПсм*^{2}.

Для прокладок из алюминия марок АД и АО

q_y = **700—0Л22Я**^{1,7} *кГ/см*^{2}.

Последняя формула применима для случая, когда D_n **^ 55, что обычно имеет место в реальных условиях. В противном случае при расчете усилие затяга для высоких давлений может оказаться меньше, чем для низких.**

При узких и высоких незащищенных алюминиевых прокладках может иметь место выживание (выдавливание или «выдувание») их между фланцами, как это выше указывалось при расчете мягких прокладок. Для сохранения прокладки необходимо выдержать условие (см. выше)

fo ^ w **кГ/см2<**

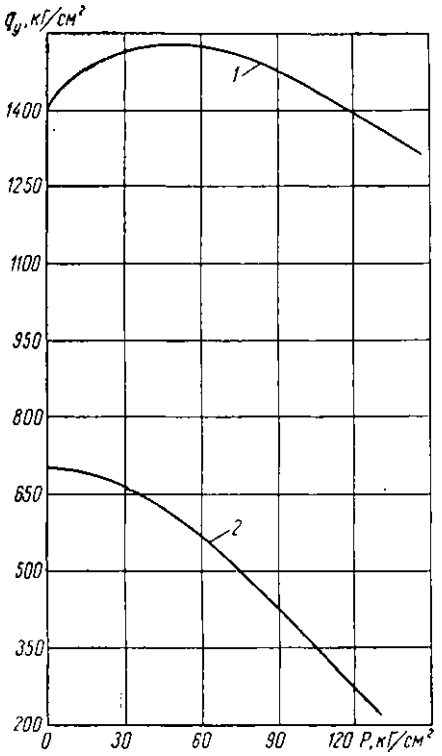


Рис. 486. Результаты испытании воздухом прокладок из меди (1) и алюминия *(2)*

Для соединений, работающих при высоких температурах, используются железоасбестовые прокладки, образованные из листового асбеста, армированного железной сеткой. С целью увеличения плотности пористого асбестового материала их окантовывают стальной лентой толщиной 0,15—0,25 *мм.* **Ширина окантовки 2—4** *мм.*

Испытания таких прокладок на воздухе дали результаты, приведенные на рис. 487. Расчет этих прокладок может производиться с применением удельных давлений q_y = **650—700** *кГ1см*^{2}. **Расчет усилия затяга ведется по площади окантовки.**

С целью ускорения расчетов по определению q„ предложены номограммы для прокладок из паронита (рис. 488) и для прокладок из резины с шероховатой поверхностью (рис. 489).

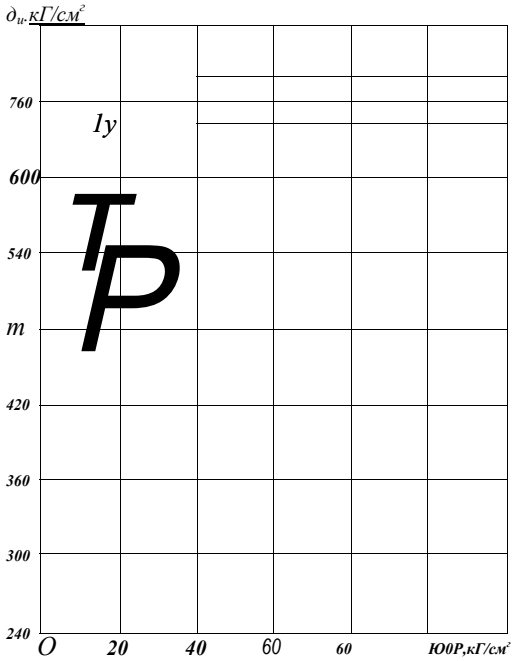


Рис. 487. Результаты испытаний воздухом железоасбестовых прокладок:

1 — не окантована, б = *1,5 мм; 2* — не окантована, *6* = 1,9 *мм; 3* — окантована, б = 1,9 *мм*

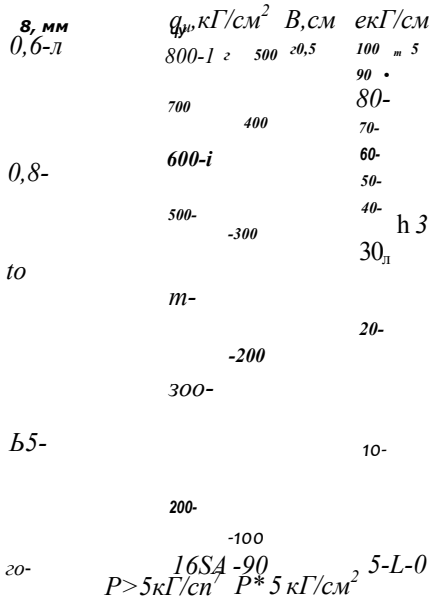


Рис. 488. Номограмма для определения необходимых удельных давлений q при прокладках из паронита (среда—воздух). Пример. Дано: $\delta = 1$ мм, $B = 1{,}2$ см, $P = 30$ кГ/см². Решение: $q = 390$ кГ/см².

Приведенные формулы и номограммы дают Значения q_y в мб-мент начала нарушения плотности. При использовании в расчетах их следует увеличить, введя коэффициент запаса для мягких прокладок K_3 = 1,3 и для металлических прокладок K_a = 1,5—1,8.

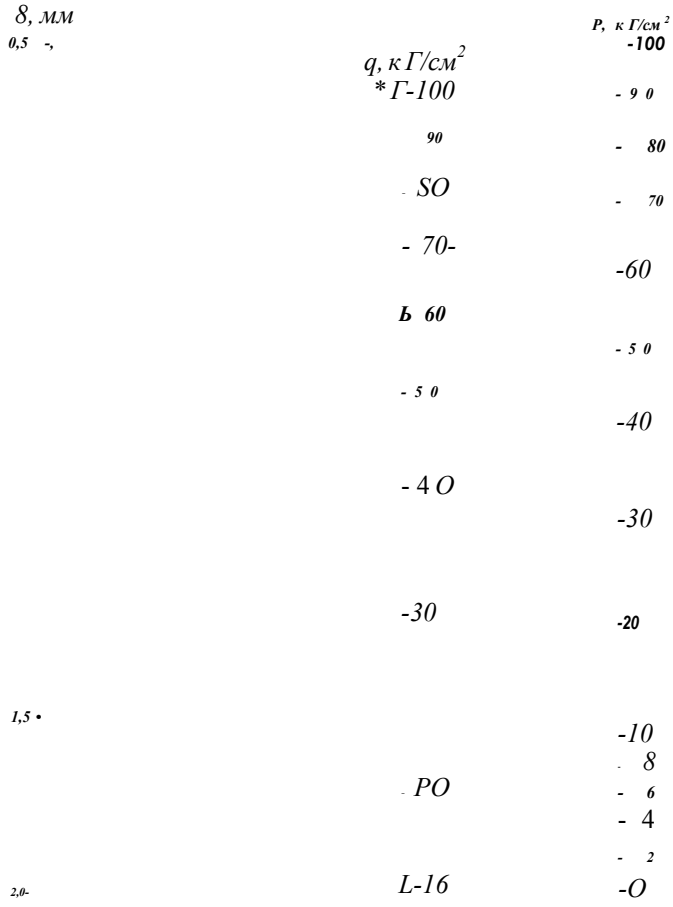


Рис. 489. Номограмма для определения необходимых удельных давлений q_y при прокладках из резины (среда—воздух).
Пример. Дано: б = 1 *мм,* **Я = 25** *кГ/см²,* P = **25** *кГ/см².*
Решение: q_y = **37** *кГ/см²*

Гребенчатые металлические прокладки (рис. 490).

При ширине прокладок до 20 ***мм*** расчет может производиться по следующей методике.

Усилие обжатия при установке

$$Q_{O6} = 3{,}L4D_N BQ_0 KT,$$

где

$$D_n = \qquad сж;$$

q_0 — удельное давление на прокладке, необходимое для создания плотности: $q_0 = qC$\

Kt — коэффициент, учитывающий влияние высокой температуры (при t ^ 400° С K_t = 1).

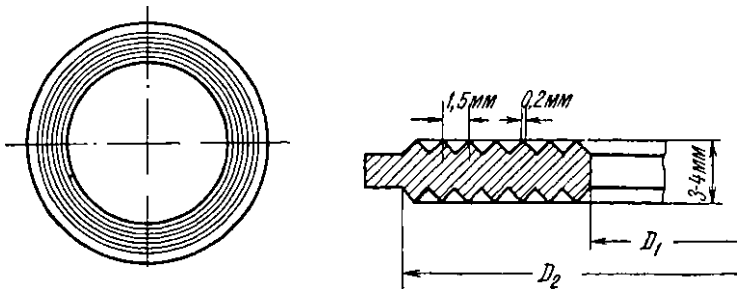


Рис. 490. Гребенчатые металлические прокладки

Можно принимать следующие значения q_y для различных материалов:

Сталь Х18Н10Т	**300**	*кГ/см²*
Мягкая сталь и железо	**240**	»
Медь	**170**	»
Алюминий	**140**	»

Коэффициент C для гребенчатых прокладок можно принимать равным

$$0 = 1 + 0,15 / ^ .$$

Усилие затяга в рабочих условиях

$$Q_p = 3MD_nBq_p + Q_{ср} + Q_0,$$

где

Значения т для различных материалов:

Сталь Х18Н10Т	**4,2**
Мягкая сталь и железо	**3,8**
Медь	**3,5**
Алюминий	**2,8**

Необходимое усилие затяга прокладки $Q_н$ равно наибольшей из величин $Q_{об}$ и Q_p, определенных для данной

прокладки. Гребенчатые прокладки используются для давления до P_y = 140 *кГ/см*^{2} и *t* ^ 570° С. При чрезмерно больших давлениях гребни расплющиваются и прокладка превращается в плоскую.

Гребенчатые прокладки требуют меньших удельных давлений для уплотнения по сравнению с плоскими. При одинаковых размерах Z?! и D_2 гребенчатая прокладка требует усилия затяга в 2—2,5 раза меньшего, чем плоская.

Для обеспечения надежной плотности уплотняющие поверхности гребенчатых прокладок и фланцев должны быть весьма тщательно обработаны.

Линзовые прокладки (рис. 491).

В исходном состоянии линзовые прокладки имеют линейное касание; под действием усилия затяга создается уплотняющая кольцевая полоска общей поверхности соприкосновения линзы и фланца.

Для обеспечения плотности соединения необходимо усилие затяга

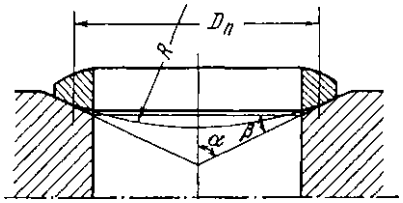
$$O_н = 0_{cP} + q_a.$$

Усилие от давления среды

$$Ocp = 0{,}785DLP \quad КГ.$$

Усилие прижатия прокладки

$$Д_А = \frac{g \wedge s\ M\ a + p)}{0{,}1\ \backslash 2E\ \cos p \sin p}\ ^9$$



р$_{ис>}$ 491 Линзовые прокладки

где $D_п$ — диаметр по окружности соприкасания прокладки с фланцем в *см*\

E — модуль упругости в *кГ1см*^{2}\

а и р — см. рис. 491 (обычно р = 20°);

р — угол трения (для стали |х = 0,15 принимается р = 8° 30');

$$o_{нб} = aP^b \quad кГ!см^2\backslash$$

для стальных прокладок малого диаметра а = 4550; b = —0,0202.

Если подставить эти значения для стальных прокладок, то получим

$$Q_н = \left(\frac{255 + 0{,}785P^{1{,}0404}}{P^{0{,}0404}}\right) D_п^2 \ кГ.$$

В зависимости от давления Q_H принимает следующие значения:

Рраб **В** *кГ/см*^{2}	**6**	100	**320**	**700**
Q_H *вкГ*	**240DJ;**	**290D**	**450D**	**750D^**

Для определения необходимого усилия затяга прокладки может быть также использована формула

$$Q_H = TcD_n q_{nf}$$

здесь q_n — удельная нагрузка на 1 *см* по периметру средней окружности уплотнения, определяемая из выражения q_n = ф/fo, где *Ко = (аР* + 1) *D\ + ЬР + С,* = 1,1-5-1,6 — коэффициент запаса; а, *b* и *с* — коэффициенты, зависящие от материала линзы; так, для линз из сталей марок 15—30 в случае, если патрубок имеет более твердую поверхность, чем линза, принимаются *а* = 0,013, *b* = 1,12, *с* = 50.

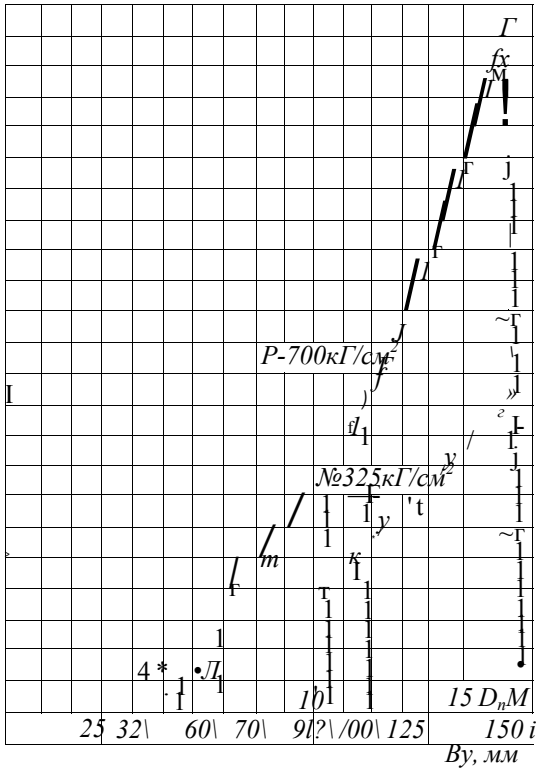


Рис. 492. Зависимость усилий, необходимых для затяга линзовых прокладок, от диаметра прокладки

На рис. 492 приведен график расчетных усилий, необходимых для уплотнения линзовой прокладки, если средой является вода, при давлении $P_{раб}$, равном 325 и 700^ *кГ1см*^{2}.

С учетом геометрии лиизы и свойств уплотняемой среды применяется следующая формула:

$$QH = *D_n q_A + (1 - л)\ (Qc_P + Qo)\ КГ_9$$

где т| = 0,10-5-0,15;

q_A = 20 YR КГ/СМ для азота и других газов и $Q_л$ = = 30 YR КГ1СМ ДЛЯ водорода и гелия;

R — радиус сферы линзы в *мм*.

Поверхности линз и конусные посадочные места труб или фланцев должны быть тщательно отработаны и притерты до чистоты поверхности V9. Хорошие результаты дает электролитическое покрытие линз цинком при толщине слоя 10—20 *мк*.

Ориентировочно применимо также: q_A = 300 *кГ/см* для D_y = = 6-5-45 *мм* и q_A = 300^-500 *кГ/см* для D_y = 45-ь200 *мм*.

Линзовые прокладки используются для давлений до $P_{раб}$ = = 1000 *кГ/см*^{2} и температуры t ^ 900° С. Они изготовляются как из малоуглеродистых, так и из хромистых и высоколегированных сталей. Под действием давления, распирающего линзовую прокладку, такое соединение в известной мере самоуплотняется. Эффект от самоуплотнения повышается с увеличением диаметра прокладки и рабочего давления среды. Для повышения свойств самоуплотнения сечение линзовой прокладки иногда выполняют с кольцевой полостью.

Овальные и восьмигранные прокладки (рис. 493)

Эти прокладки используются примерно при тех же параметрах давлений и температур, что и линзовые. Они, как и линзовые, имеют преимущество перед плоскими в том, что меньше

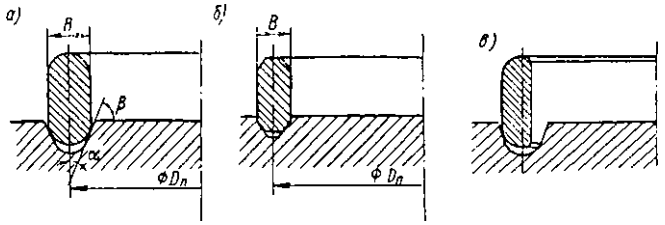


Рис. 493. Овальная (а), восьмигранная (б), овальная с расточкой (в) прокладки

подвержены разуплотнению при деформациях трубопровода от температурных колебаний и требуют меньших усилий затяга. Овальные и восьмигранные прокладки должны изготовляться из материала более мягкого, чем поверхность фланца, так как при затяге поверхность такой прокладки несколько сминается. Овальные и восьмигранные прокладки обладают еще более высокими самоуплотняющими свойствами, чем линзовые. Для обеспечения

свойств самоуплотнения необходимо, чтобы толщина прокладки была малой, а фактическое касание прокладки с фланцем происходило по наружной линии соприкосновения. Иногда в овальной или восьмигранной прокладке возможность касания по внутренней линии соприкосновения ликвидируют изменением формы, придавая внутренней поверхности цилиндрическую форму по диаметру, близкому к оси симметрии (см. рис. 493, *в).*

Исследования уплотняющих свойств овальных прокладок, так же как и линзовых, еще продолжаются.

Усилие обжатия при установке равно

$$Qоб = 3{,}14D_nBq_0K_t,$$

где B — ширина прокладки в *см*\

qo — условное удельное давление обжатия, отнесенное к проекции прокладки на плоскость фланца, в *кГ/см*^{2}\ ◁ o =

Можно предложить следующие значения q_y\ для прокладок из мягкой стали и железа q_y — 160 *кГ/см*^{2}; для прокладок из хромистой стали и из стали Х18Н10Т q_y = 220 *кГ/см*^{2}\ Kt — коэффициент, учитывающий влияние высокой температуры (при t < 400° С K_t = 1).

Коэффициент C для овальных прокладок можно определять по формуле

Усилие затяга в рабочих условиях равно

$$Qp = 3MD_nBq_p + Q_{ср} + Q_0,$$

где $q_p = mP_{раб}$ (m = 1,5).

Необходимое усилие затяга прокладки Q_H имеет величину наибольшего из значений Q_0**Q И** Q_p, определенных для данной прокладки.

Если использовать формулу, предлагаемую для линзовых прокладок,

$$_{\text{Чл}} \sim \frac{a\text{^}D^2{}_n\sin(g + p)}{\mathbf{0{,}112£\ cos\ p\ sill\ P}}\ ^9$$

то для овальных прокладок получим

$$_{4/10\ ""} \frac{o^2{}_{нб}(P\backslash + P1)\text{в}in(a_0 + p)}{\mathbf{0{,}1}12E\ \mathbf{cos\ p\ sin\ po}}$$

где D_x и D_2 — диаметры касания овальной прокладки с канавкой фланца;

a_0 и Ро — значения углов а и р для овальной прокладки (см. рис. 493).

В результате имеем

$$W_{по} \quad W.A \quad \frac{(D? + P^{\wedge})\sin(ctp + p)\ \sin ft}{Г_{к2} \cdot / \ I \ \backslash \cdot o}$$

$$D^{z}_{n} \sin(a + p) \sin p_0$$

В целях упрощения расчетов примем, что

$$D\backslash + Dl = 2\,Dl,$$

тогда

$$^{n}_{Ч по} - {}^{9\,п} \frac{\sin(<x_0 + p)\ \sin p}{sin\ (a + p)\ sin\ p_o}.$$

Ранее были определены значения Q_A при (3 = 20° и р = 8° 30'.

Овальные прокладки наиболее часто изготовляются с профилем канавок, у которых (3$_0$ = 67°20'; а = 22°40°; если принять и в этом случае р = 8° 30', то $Q_{по}$ ^ 0,4Q_A.

Таким образом, по данной формуле усилие, необходимое для уплотнения овальной прокладки, примерно в 2,5 раза меньше усилия, необходимого для уплотнения линзовой прокладки.

Беспрокладочные соединения

Эти соединения выполняются с тщательно притертыми поверхностями (рис. 494). Принцип уплотнения в беспрокладочных соединениях и уплотняющих кольцах вентилей один и тот же; однако в первых нельзя использовать удельные давления, применяемые в вентилях, в связи с тем, что чистота поверхности в них значительно ниже (V8—V9), нежели на уплотняющих кольцах вентилей (V1O—VII). Помимо этого, на плотность беспрокладочного фланцевого соединения оказывает влияние изгиб фланцев, создаваемый при затяге. Определенное влияние может оказать и жесткость уплотняющих поверхностей. С целью уменьшения жесткости рекомендуется применение разгружающей проточки т (рис. 494).

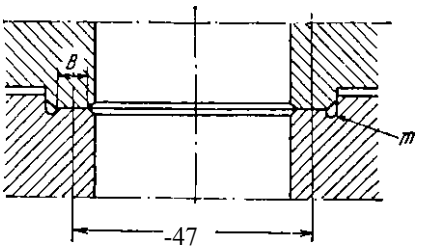


Рис. 494. Беспрокладочное соединение

Расчетное усилие обжатия уплотняющей поверхности при установке определяется по формуле

$$Q_{об} = 3MD_{a}\boldsymbol{B}q_{y}CK_{b}$$

где q_y — удельное давление на уплотняющих кольцах, необходимое для обеспечения плотности в рабочих условиях.

Эксперименты, выполняемые для определения q_y, обычно показывают значительный разброс данных. Впредь до получения уточненных данных можно принимать: для мягкой стали q_y = = 600 *кГ/см²*\ для стали Х18Н10Т q_y = 800 *кГ/см²*.

Коэффициент ***С*** для беспрокладочных соединений принимается равным

Для обеспечения плотности в рабочих условиях требуется усилие затяга

$$Q_P = 3,\backslash W_n B q_p + Q_{ср} + Qo,$$

где q_p — удельное давление

$$д'' = \frac{nP_{раб}}{T\ T}$$

Коэффициент п можно принимать равным:

Рраб в *кГ/см²*	40	40—80	80-120	120—200	200—350	350—600	600—800
п	8—7	7—6	6-5	5-4	4—3	3-2	2—1,5

Необходимое усилие затяга прокладки Q_H принимается равным при $Q_{об} > Qp$ $Q_H = Q_0б$\ при $Q_{об} < Q_P$ $Q_H = Q_p$.

Снижения необходимых удельных давлений в беспрокладочных соединениях можно добиться применением смазывающих веществ (масло, графитовая паста, графит или специальные уплотняющие мастики).

Прокладки бесфланцевых соединений

В последнее время все более широкое применение при высоких давлениях (P_y ^ 64 *кПсм²)* получают бесфланцевые соединения, в которых уплотнение достигается действием давления среды. На рис. 495 и 496 приведены некоторые конструкции бесфланцевых соединений. В этих соединениях используются мягкие и металлические прокладки. Наиболее часто применяют мягкие армированные прокладки. Усилие затяга в таких соединениях зависит от типа прокладки; оно требуется для обеспечения плотности в начальный период работы арматуры до достижения высокого давления, которое обеспечивает самоуплотнение соединения. Методика расчета таких прокладок еще не разработана. Опыт эксплуатации подтвердил положительные качества таких соединений, и число их продолжает увеличиваться.

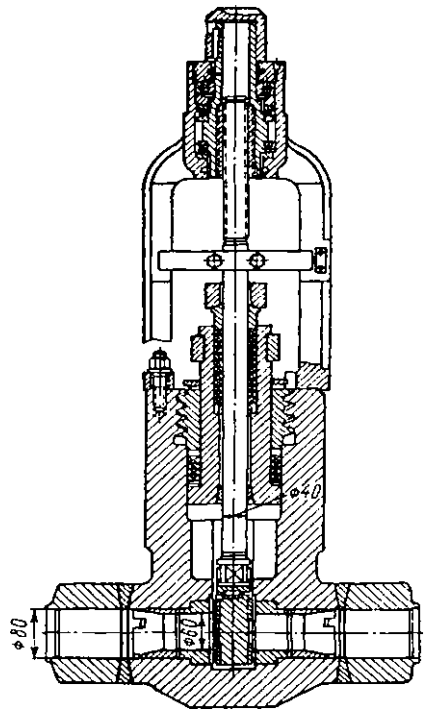


Рис. 495. Бесфланцевое соединение с упорной резьбой крышки с корпусом в задвижке для энергетических установок сверхвысоких параметров

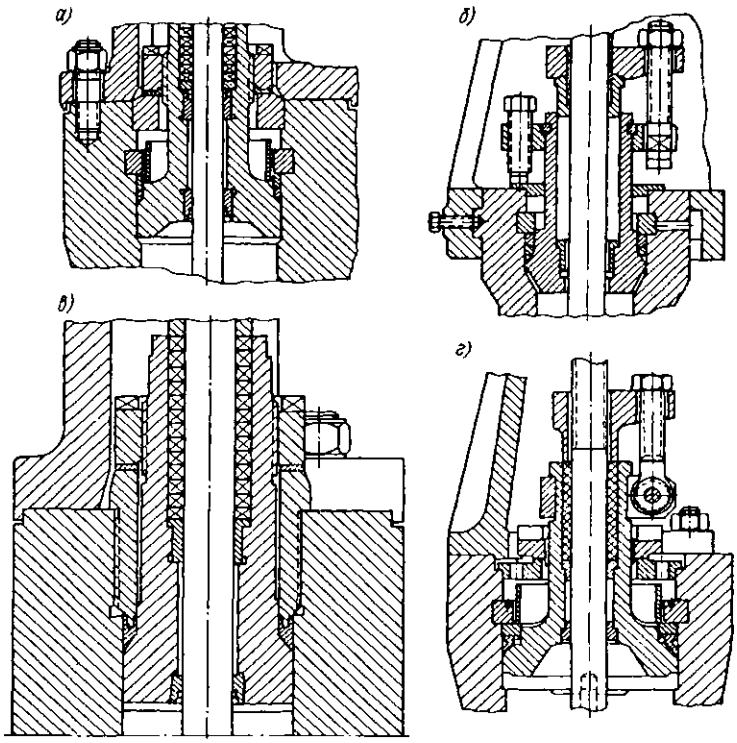


Рис. 496. Конструкция бесфланцевых соединений крышки с корпусом: *а* и *б* — вентиль и задвижка D_y — 70 мм, $P_{раб}$— 300 кГ/см^2, t=650°C; *в* — конструкция с резьбовым упором; г—конструкция с упорным кольцом

3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ БОЛТОВ И ШПИЛЕК

Болты и шпильки фланцевого соединения работают в сложных условиях постоянного напряженного состояния. В процессе работы трубопровода могут иметь место колебания нагрузки вследствие изменения давления, колебания температуры и т. д. После затяжки фланцевого соединения в болтах появляется нагрузка Q_H, которая после подачи давления в трубопровод и создания усилия вдоль шпинделя Q_0 увеличивается до

$$Q_{6P} = Qn + Л\ (Qcp + Qo),$$

где коэффициент жесткости г| принимается равным:

Для соединений с прокладкой из паронита . . .	**0,10—0,15**
» » » прокладками из пластиката . . .	**0,90**
» » » » » мягкой резины	**0,95**
» » » » » фторопласта . . .	**0,05**
» » » металлическими прокладками и для беспрокладочных соединений.	**.0**

Таким образом, усилие, воспринимаемое болтами, зависит от усилия затяга Q„, усилия давления среды $Q_{ср}$, усилия вдоль шпинделя Qo и соотношения жесткостей болтов и прокладки (соединяемых .частей). Если жесткость болта будет большой по сравнению с жесткостью соединяемых частей (весьма упругие прокладки и короткие болты большого сечения), то усилие, воспринимаемое болтами, будет приближаться к сумме $Q_{6p} = Q_H + Qcp + Qo$» наоборот, при жестких металлических прокладках и длинных упругих болтах усилие в болтах будет иметь величину, близкую к Q_H.

Диаметр и число болтов фланцевого соединения выбираются в зависимости от конструктивных особенностей соединения, условий его работы, температуры среды, транспортируемой по трубопроводу, материала болтов и ряда других обстоятельств. Однако при всех условиях должно быть

$$Qe_P = Qe = Qdont\ кГ,$$

где $Q_б$ — общая нагрузка, допускаемая болтами или шпильками;

$Qdon$ — нагрузка, допускаемая на один болт или шпильку;

z — число болтов.

Выдержать это равенство сравнительно точно удается редко, поэтому необходимо придерживаться следующих границ

$$Qep < Qe < 1{,}25Q_{6p}.$$

Обычно принимают $2{,}5d < / < 5{,}0d$, где d — диаметр болтов; t — шаг расположения болтов.

Расчет болтов и шпилек на прочность производится по сечению стержня /о» [та]* как считается, что гайки нормальной высоты

обеспечивают прочность резьбового соединения, равную прочности сечения болта. Наибольшая допустимая нагрузка на один болт имеет величину

$$Qdon = /б\,^{a}доп\text{-}$$

При этом предполагается, что нагрузка на болт приложена вдоль оси болта и не вызывает никаких дополнительных напряжений изгиба в стержне болта.

Допускаемое напряжение определяется как наименьшая величина из четырех значений:

допускаемого напряжения по пределу текучести

$$(хаопо) =$$

допускаемого напряжения по пределу прочности

$$о_{д}оп\ (в) = \frac{О_{в}}{}\ ;$$

допускаемого напряжения по пределу ползучести

$$одоп\ (пл) = \frac{\leq Упл}{}\ ;$$

допускаемого напряжения по пределу длительной прочности

$$О_{д0}П\ (дА) = \frac{Одл}{} >$$

где $n_{т}$, $n_{вУ}$ $n_{пл}$ и $n_{дл}$ — запасы прочности по пределам текучести, прочности, ползучести и длительной прочности.

Принято считать, что дополнительные напряжения в болтах, вызываемые температурными колебаниями во фланцевом соединении, непродолжительны по времени действия и перекрываются запасом прочности.

При определении величин допускаемых напряжений в болтах необходимо иметь в виду следующее. Болты, как детали, нагруженные постоянно действующим усилием, должны иметь достаточный запас прочности по отношению к пределу прочности, поэтому следовало бы ориентироваться на величину предела прочности.

В то же время фланцевое соединение, к которому предъявляется требование плотности, будет надежно работать лишь до тех пор, пока будет обеспечена упругость болтов.

Если допустить в болтах напряжение, близкое к пределу текучести, то прочность болтов будет обеспечена, но соединение быстро потеряет плотность вследствие пластической деформации болтов и их придется часто подтягивать. Это обстоятельство заставляет уменьшать напряжение в материалах с низким

пределом текучести для обеспечения надежной работы фланцевого соединения.

В табл. 146 приведены марки сталей (и бронзы), рекомендуемые для изготовления крепежа — болтов, шпилек и гаек.

Таблица 146

Металлы, применяемые для изготовления болтов, шпилек и гаек фланцевых соединений

Материал		Применяется при температуре среды в °С	Материал		Применяется при температуре среды в °С
болта или шпильки	гайки		болта или шпильки	гайки	
Сталь			Сталь		
20, 25, 35	10, 20, 25	425	15Х11МФ	15Х11МФ	500
30ХМА, 35ХМА	20, 25 35, 35Х	450	1Х17Н2	1Х17Н2	400
			Х18Н10Т	Х18Н10Т	-196; +600
12Х1МФ 25Х1МФ 25Х2МФА	30ХМА 35 ХМ А	530			
			3Х19Н9МВБТ (ЭИ572)	1Х14Н14В2М	600
35ХГ2	30Х	-50; +200			
			ХН35ВТ (ЭИ612)	3Х19Н9МВБТ (ЭИ572)	650
40ХФА	30Х	400			
			Бронза		
2Х13	2Х13	425	Бр. АЖМц 10-3-1,5	Бр. АЖМц 10-3-1,5	-180; +250

В табл. 147 приведены данные о механических свойствах сталей, применяемых для изготовления болтов и шпилек, применяемых в арматуростроении.

Допускаемые нагрузки Q н а один болт или шпильку при температуре стержня болта от 20 до 650° С приведены в табл. 148.

Для болтов и шпилек малого диаметра запасы прочности увеличены в связи с тем, что в них при затяжке во время монтажа легко создать усилия, превышающие допускаемые. Так, например, ключом нормальной длины с приложением нормального усилия в болтах диаметром М10 создается нагрузка (расчетная) в 935 *кГ*> в то время как допускаемая нагрузка на болт М10 из стали Ст.5 равна 580 *кГ*. Для болтов большого диаметра, наоборот, допускаемая нагрузка на болт больше нагрузки при нормальном усилии, приложенном к рукоятке ключа нормальной длины. Например, допускаемая нагрузка на болт М27 из стали Ст.5 равна 5380 *кГ*, а в нормальных условиях затяжки создается всего 2220 $кГ_у$ т. е. примерно в 2,5 раза меньше. Для создания необходимого усилия затяга потребуется применение больших усилий и удлинение рукояток ключей.

Исходные величины запасов прочности по пределу текучести для пластичных сталей, у которых $\frac{}{\circ_m} \wedge 1{,}5$, приняты равными $n_m = 2{,}0$ -г-2,6. Для сталей с высоким значением предела текучести, близким к пределу прочности, величина n_m повышается, поскольку достижение напряжений, равных пределу текучести в этих сталях, не только приближает материал к пластичному деформированию, но и ставит его под угрозу разрушения. Запас прочности по пределу прочности принят равным

$$\text{п}_\text{в} \wedge 3{,}7.$$

Учитывая, что металл болтов в связи с влиянием ряда факторов имеет предел прочности на 12—14% выше предела прочности материала образцов, в действительности получим

$$n_в > 4{,}0.$$

Запас прочности по пределу ползучести имеет величину

$$\text{п}_\text{п} \wedge 0{,}9 \text{ -г- } 1{,}0.$$

Запас прочности по пределу длительной прочности принимается равным

$$n_{дл} \wedge 2{,}0.$$

Меньшая величина запаса прочности $n_{дл}$ по сравнению с $n_в$ объясняется тем, что кратковременное приближение нагрузок к пределу длительной прочности представляет меньшую опасность для конструкции, чем приближение к пределу прочности металла.

Исходя из соображений такого же рода, запас прочности $\text{п}_\text{дл}$ принят в 2 раза большим, чем запас $n_{пл}$.

Проверку прочности болта по пределу длительной прочности следует производить, когда температура стержня болта превышает в низколегированных сталях 470° С, а в аустенитных сталях 550° С.

Для углеродистой стали проверка на длительную прочность производится при температуре стержня болта, превышающей 420° С, однако болты из этой стали обычно применяются лишь для температур до 425° С.

При работе арматуры на средах с высокой температурой крупный шаг резьбы на шпильках улучшает условия демонтажа, так как при этом требуется меньшее усилие на отвинчивание гайки. Однако крупный шаг резьбы ухудшает условия самоторможения, и при наличии вибраций может иметь место самоотвинчивание гайки. Применение более мелкого шага в этих условиях предпочтительно. В связи с этим на шпильках диаметром свыше 30 *мм* иногда шаг более 3 *мм* заменяют шагом 3 *мм,* в связи с чем сечение болта увеличивается на 6—12%. Если высота гайки

/Марка стали	Механические характеристики п кГ/мм²	Температура						
		20	200	225	250	275	300	
ВМСт.3сп ВКСт.3сп	^{a}m	40,0 25,0	20,0	19,0	18,0	16,5	15,0	
ВМСт.4сп ВКСт.4сп	$^{\circ}m$	42,0 26,0	22,0	21,0	20,0	18,5	17,0	
ВМСт.5сп ВКСт.5сп	$^{\circ}m$	52,0 29,0	24,0	23,0	21,0	19,0	17,5	
20	$^{a}пл$ $^{\circ}дл$	44,0 26,0	44,0 22,0	44,0 20,0	44,0 19,0	44,0 18,0	44,0 17,0	
25	$^{\circ}m$ $^{\circ}пл$ $^{\circ}дл$	48,0 28,0	48,0 24,0	48,0 22,0	48,0 21,0	48,0 20,0	48,0 19,0	
30	$^{\circ}m$ °ПА $^{\circ}дл$	52,0 30,0	52,0 25,0	52,0 23,0	52,0 22,0	52,0 20,5	52,0 20,0	
35	$^{\circ}m$ $^{\circ}пл$ $^{\circ}дл$	56,0 32,0	56,0 27,0	56,0 25,0	56,0 23,0	56,0 22,0	56,0 21,0	
40	$^{c}пл$ $^{\circ}дл$	60,0 34,0	60,0 28,0	60,0 26,0	60,0 24,0	60,0 23,5	60,0 23,0	

Таблица 155

теристик сталей для болтов и шпилек

стержня болта в °С											
325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600
14,0	13,0	12,0	11,0	10,0	9,0	8,0	7,0				
15,5	14,0	13,2	12,5	11,2	10,0	9,0	8,0				
16,0	15,0	14,0									
44,0 16,0	42,0 15,0	39,0 14,0	36,0 13,0 10,0	33,0 12,0 7,5	30,0 11,5 5,0 9,0	27,0 11,0 3,6 6,0	25,0 10,0 2.5 3.6				
48,0 18,0	46,0 17,0	45,0 16,0	44,0 15,0 10,5	40,0 14,5 8,0	37,0 14,0 5,3	35,0 13,0 3,6	32,0 12,0 2,5	28,0 11,0	25,0 10,0	22,0 9,5	18,0 9,0
50,0 19,0	48,0 18,5	46,0 17,0	44,0 16,5 11,0	42,0 16,0 8,3	40,0 15,5 5,5	38,0 14,0 3,6	36,0 13,0 2,5				
54,0 20,5	53,0 20,0	52,0 19,0	51,0 18,0 11,0	47,0 17,5 8,3	43,0 17,0 5,5	40,0 15,5 3,6	36,5 14,0 2,5	33,0 13,0	29.7 11.8	24,0 10,0	19,7 8,3
60,0 22,0	58,0 21,5	55,0 20,0	52,0 19,0 11,0	48,0 18,5 8,3	45,0 18,0 5,5	40,0 17,0 3,6	35,5 15,0 2,5				

марка стали		Механические характеристики в *кГ/мм²*	Температура					
			20	200	225	250	275	300
Хромистые стали	35Х	$\sigma_{пл}$	90,0 75,0	85,0 68,0	85,0 68,0	85,0 67,0	85,0 65,0	85,0 64,0
	40 Х	$\sigma_т$ $\sigma_{пл}$ $\sigma_{дл}$	95,0 80,0	90,0 72.0	90,0 72,0	90,0 71,0	90,0 70,0	89,0 69,0
	35ХГ2	$^{а}\sigma_т$ $\sigma_{пл}$ $\sigma_{дл}$	85,0 70,0	80,0 65,0				
	2Х13 (ЭЖ2)	$^{а}\sigma_т$ $^{а}\sigma_{пл}$ $\sigma_{дл}$	66,0 45,0	65,0 42,0	63,0 41,5	61,0 41,0	58,0 40,5	55,5 40,0
	ЗОХМ	$^{а}\sigma_т$ $\sigma_{пл}$ $\sigma_{дл}$	80,0 60,0	78,0 55,0	78,0 54,0	78,0 52,0	77,0 50,0	76,0 48,0
	35 ХМ	$^{а}\sigma_в$ $\sigma_{пл}$ $\sigma_{дл}$	85,0 65,0	82,0 58,5	82,0 57,5	2,0 56,5	81,0 55,0	80,0 53,0
	40ХФЛ	$^{а}\sigma_т$ $\sigma_{пл}$ $\sigma_{дл}$	90,0 75,0	85,0 65,0	85,0 64,0	85,0 63,0	85,0 62,0	84,0 61,0

Продолжение табл. 147

стержня болта в °С											
325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600
80,0 63,0	75,0 61,0	70,0 60,0	65,0 58,0	61,0 56,0	56,0 52,0	52,0 47,0	48,0 42,0				
85,0 67,0	• 80,0 65,0	75,0 63,5	70,0 62,0	65,0 59,0	60,0 55,0	55,0 49,0	50,0 44,0				
53,5 40,0	53,0 39,5	53,0 39,5	53,0 39,0	51,0 38,5	48,0 38,0 12,8 26,0	47,0 37,0 7,6 18,0	44,0 36,5 4,8 16,0	40,0 34,5 4,0	35,0 28,5 3,0		
75,0 46,0	74,0 44,0	72,0 42,0	69,0 40,0	66,0 37,5 14,0	62,0 35,0 11,0 23,0	58,0 32,5 7,7 18,5	54,0 30,0 5,5 13,5	50,0 3,5	46,0 2,8	42,0	38,0
78,0 51,0	75,0 49,0	72,0 46,5	69,0 44,0	66,0 41,5 14,0	62,0 39,0 11,0 24,0	58,0 36,5 7,7 20,0	54,0 34,0 5,5 15,2	50,0 3,5 11,0	46,0 2,8 7,8	42,0	38,0
82,0 59,0	80,0 56,0	75,0 52,0	70,0 48,0	65,0 43,0 7,0	60,0 39,0 6.0	55,0 36,0 5,0	50,0 34,0 3,5	2,0	1,2		

Марка стали		Механические характеристики в *кГ/мм²*	Температура								
			20	200	225	250	275	300	325	350	375
В термически обработанном виде	25Х2МФА (ЭИ10)	$\sigma_т$ $a_{пл}$ $a_{дл}$	95,0 80,0	90,0 78,0	88,0 76,0	86,0 74,0	84,0 72,0	82,0 70,0	80,0 68,0	78,0 66,0	76,0 64,0
	1Х17Н2 (ЭИ268)	$\sigma_е$ $a_т$ $a_{пл}$ $\sigma_{дл}$	80,0 60,0	79,0 59,0	79,0 59,0	78,0 58,0	77,0 57,0	76,0 56,0	75,0 55,0	74,0 54,0	73,0 53,0
	15Х11МФ	$\sigma_т$ $a_{пл}$ $\sigma_{дл}$	70,0 50,0	70,0 50,0	70,0 50,0	70,0 50,0	70,0 50,0	70,0 50,0	70,0 49,5	69,0 49,0	69,0 48,5
	Х18Н10Т	$a_в$ $a_т$ $a_{пл}$ $a_{дл}$	55,0 20,0	52,0 20,0	50,0 19,5	48,0 19,0	47,0 18,5	46,0 17,8	46,0 17,0	45,0 16,2	45,0 15,5
	ЭИ572	$\sigma_т$ $a_{пл}$ $\sigma_{дл}$	70,0 34,0	67,0 32,0	65,0 32,0	62,0 31,0	58,0 30,0	57,0 29,0	57,0 29,0	56,0 28,5	55,0 28,0
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	в» $a_т$ $a_{пл}$ $\sigma_{дл}$	65,0 34,0	65,0 32,0	65,0 32,0	65,0 32,0	65,0 31,5	65,0 31,0	65,0 30,5	65,0 30,0	65,0 29,5
	ХН35ВТ (ЭИ612)	$a_в$ $a_т$ $\sigma_{пл}$ $\sigma_{дл}$	75,0 40,0	72,0 40,0	72,0 40,0	72,0 40,0	71,0 40,0	70,0 40,0	70,0 40,0	70,0 40,0	69,0 40,0

Примечания:

1. $\sigma_т$ — предел текучести, соответствующий 0,2% остаточного относительного
2. $\sigma_{ПЛ}$ — предел ползучести, соответствующий скорости ползучести МО"- *мм/*
3. $О0_t$ — предел длительной прочности, соответствующий длительности нагру
4. Линия раздела отделяет температуры, до которых применяется для крепежа

стержня болта в °С

400	425	450	475	500	525	550	575	600	625	650	675	700	725	750
73,0 62,5	72,0 61,0	70,0 60,0 23,3	67,0 59,5 14,5	64,0 59,5 8,0 20,0	60,0 54,0 5,3 11,5	56,0 50,0 3,1 6,0	4,8	3,2						
72,0 52,0	67,0 50,0	63,0 48,5												
68,0 48,0	67,0 47,5	66,0 47,0	64,0 46,5	62,0 46,0	58,0 45,5	54,0 45,0 9,0 16,0	49,0 43,0	45,0 41,5						
44,0 15,0	44,0 14,8	44,0 14,5	43,0 14,2	43,0 14,0 10,0	42,0 13,7 9,0	40,0 13,5 8,5 14,0	38,0 13,2 7,7 13,0	36,0 13,0 6.4 9.5	36,0 12,5 5,0 8,0	35,5 12,0 4,0 4,5	34,0 4,0	30,0 3,6	26,0	22,0
54,0 27,5	54,0 27,5	53,0 27,0	53,0 26,5	53,0 26,0	51,0 23,0	50,0 21,0 17,0 26,0	49,5 21,0 14,0 25,0	49,0 21,0 11,0 23,0	47,0 21,0 9,0 19,0	44,5 21,0 8,0 16,0	10,0	6,0		
65,0 29,0	65,0 28,5	64,0 28,0	63,0 27,5	62,0 27,0	60,0 26,5	58,0 26,0	54,0 26,0	50,0 25,5 8,0 15,0	47,0 25,0 6,0 12,5	44,5 24,0 4,0 10,0	39,5 23,0 2,5	34,5 22,0 1,6	31,0 21,0	28,2 20,0
68,0 40,0	68,0 40,0	67,0 40,0	66,0 39,0	65,0 38,0	65,0 38,0	64,0 38,0	63,0 37,0 22,5	61,0 36,0 20,0 20,0	54,0 36,0 16,0 18,0	49,0 35,0 13,0 16,0	46,0 35,0. 10,0	44,0 35,0 8,0		

удлинения.

мм-ч.

жения в 100 ООО *ч.*

данная марка стали.

Допускаемые нагрузки Q&>$_{n}$ (в *Kt)* для болтов

Резьба		M10X1.5	M12X1.75	M14X2	M16X2	M18X2.5	M20X2.5
Площадь сечения в *мм**		52,3	76,2	104,7	144,1	175,2	225,2
Марка стали		*%оп* на 1 болт					
ВМСт.Зсп, ВКСт.Зсп		502	762	1090	1560	1890	2430
ВМСт.4сп, ВКСт.4сп		523	793	1130	1630	1980	2540
ВМСт.бсп, ВКСт.бсп		580	885	1270	1820	2210	2840
20		565	855	1215	1730	2100	2700
25		602	915 -	1310	1870	2280	2930
30		655	990	1415	2020	2450	3150
35		710	1065	1520	2160	2630	3380
40		.760	ИЗО	1625	2310	2810	3600
Углеродистая сталь	35 Х	1175	1750	2460	3500	4260	5460
	40 Х	1225	1845	2620	3710	4500	5790
	35ХГ2	1100	1660	2360	33-20	4030	5190
	2Х13 (ЭЖ2)	890	1320	1845	2570	3120	4000
	ЗОХМ	1005	1525	2180	3100	3770	4840
	35ХМ	1070	1630	2330	3320	4030	5190
	40ХФА	1150	1735	2460	3500	4260	5460
	25Х2МФА (ЭИ10)	1200	1825	* 2620	3710	4500	5790
	1Х17Н2	1005	1525	2620	3100	3760	4840
	15Х11МФ	900	1355	1710	2720	3300	4240
	Х18Н10Т	450	695	1005	1440	1750	2250
	ЭИ572	795	1205	1715	2450	2980	3830
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	795	1205	1715	2450	2980	3830
	ЭИ612	915	1445	2010	2880	3500	4500
Марка стали		Q_{don} на 1 болт					
ВМСт.Зсп, ВКСт.Зсп		397	610	880	1250	1520	1960
ВМСт.4сп, ВКСт.4сп		440	670	965	1370	1660	2140
ВМСт.бсп, ВКСт.бсп		480	730	1050	1500	1820	2340
20		512	778	1110	1580	1920	2480
25		550	840	1200	1730	2100	2700
30		575	878	1260	1800	2190	2810
35		618	938	1350	1940	2360	3040
40		640	975	1400	2010	2450	3150

Таблица 155

и шпилек при расчете фланцевых соединений

М22Х Х2,5	М24Х3	М27Х3	М30Х Х3,б	М33Х Х3,5	М36Х4	М39Х4	М42Х4.5	М45Х4.5	М48Х5	М52Х5
281,6	324,3	427,1	519,0 •	647,2	755,2	908,4	1045	1224	1376	1652
при температуре стержня болта t = 20° С										
3040	3500	4710	5610	6990	8160	9 800	11 300	13 200	14 850	17 850
3180	3660	4820	5870	7310	8540	10 280	11 800	13 850	15 550	18 700
3640	4090	5380	6540	8150	9520	11 450	13 150	15 050	17 300	20 800
3380	3900	5120	6230	7 770	9 060	10 900	12 550	14 700	16 500	19 800
3560	4220	5540	6750	8 400	9 820	11 800	13 580	15 900	17 900	21 500
3940	4540	5970	7270	9 050	10 590	12 720	14 650	17 100	19 250	23 700
4220	4870	6400	7780	9 700	11 340	13 620	15 700	18 350	20 600	24 800
4500	5190	6820	8300	10 350	12 100	14 530	16 700	19 600	22 000	26 400
6850	7900	10 380	12 500	15 700	18 350	22 100	25 400	29 700	34 300	40 200
7240	8350	10 980-	13 350	16 600	19 400	23 350	26 800	31 400	35 400	42 500
6470	7460	9 810	11 950	14 900	17 400	20 900	24 000	28 200	31 600	38 000
5000	5770	7 600	9 240	11 500	13 450	16 150	18 600	21 800	24 450	29 400
6050	6970	9 180	11 150	13 900	16 250	19 520	22 500	26 350	29 600	35 500
6470	7460	9 810	И 950	14 900	17 400	20 900	24 000	28 200	31 600	38 000
6850	7900	10 380	12 500	15 700	18 350	22 100	25 400	29 700	34 300	40 200
7240	8350	10 980	13 350	16 600	19 400	23 350	26 800	31 400	35 400	42 500
6050	6970	9 180	11 150	13 900	16 250	19 520	22 500	26 350	29 600	35 500
5290	6100	8 030	9 750	12 150	14 200	17 050	19 650	23 000	25 900	31 100
2820	3240	4270	5 190	6 470	7 550	9 080	10 450	12 240	13 760	16 520
4780	5510	7250	8 820	11 ООО	12 850	15 450	17 750	20 800	23 400	28 100
4780	5510	7250	8 820	И 000	12 850	15 450	17 750	20 800	23 400	28 100
5630	6490	8540	10 380	12 940	15 100	18 170	20 900	24 480	27 500	33 000
при температуре стержня болта t — 200° С										
2440	2820	3720	4520	5620	6570	7900	9 080	10 650	11 950	14 380
2670	3080	4060	4930	6140	7180	8630	9 920	11 600	13 050	15 700
2920	3370	4440	5400	6720	7850	9450	10 860	12 730	14 300	17 200
3100	3570	4700	5710	7110	8 310	10 000	11 500	13 450	15 100	18 200
3370	3890	5120	6230	7750	9 060	10 900	12 520	14 680	16 500	19 800
3520	4060	5330	6490	8080	9 440	11 350	13 050	15 300	17 200	20 650
3800	4380	5760	7000	8720	10 200	12 250	14 100	16 500	18 550	22 300
3940	4540	5970	7270	9050	10 590	12 720	14 650	17 100	19 250	23 700

ВМСт.3сп, ВКСт.3сп ВМСт.4сп, ВКСт.4сп ВМСт.5сп, ВКСт.6сп				1120 1250 1310	1360 1510 1590	1755 1960 2050
				945 1050 1090 1140 1190	1370 1510 1580 1650 1730	2140 2360 2480 2590 2700
В термически обработанном виде		1045 1120	1600 1710	2300 2460	3280 3500	4000 4250	5130 5460
	2Х13 (ЭЖ2) 30 ХМ 35ХМ 40ХФА	8G5 030 1010 1040	1260 1420 1540 1590	1730 2020 2200 2270	2380 2880 3130 3240	2890 3500 3800 3940	3710 4500 4880 5060

Резьба	M10X1.5	[illegible]	M14X2	M16X2	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	144,1	175,2	225,2
Марка стали	[illegible]					
[illegible]	1075 1140	1630 1730	2330 2460	3320 3500	4020 4250	5190 5460
В термически обработанном виде						
35ХГ2 2Х13 (ЭЖ2) 30ХМ 35ХМ 40ХФА	1020 875 985 1035 1075	1525 1300 1500 1570 1630	2200 1810 2140 2230 2330	3100 2540 3040 3170 3310	3760 3080 3690 3850 4030	4840 3960 4750 4950 5180
25Х2М4ФА (ЭИ10) 1Х17Н2 15Х11МФ	1175 990 900	1760 1500 1360	2480 2140 1920	3500 3040 2710	4260 3700 3300	5460 4750 4240
Х18Н10Т ЭИ572 4Х14Н14В2М (ЭИ69) ЭИ612	685 ИЗО ИЗО 1370	995 1610 1610 1970	1440 2310 2310 2810	1750 2800 2800 3420	2250 3600 3600 4400	
Марка стали						

Продолжение табл. 147

М22Х Х2,5	М24Х3	М27Х3	М30Х Х3.5	М33Х Х3,5	М36Х4	М39Х4	М42Х4.5	М45Х4,5	М48Х5	М52Х5
281,6	324,3	427,1	519,0	647,2	755,2	908,4	1045	1224	1376	1652
при температуре стержня болта t = 200° С										
6470 6850	7460 7900	9 810 10 380	И 950 12 500	14 900 15 700	17 400 18 350	20 900 22 100	24 000 25 400	28 200 29 700	31 600 34 300	38 ООО 40 200
6050 4950 5930 6180 6470	6970 5700 6850 7140 7460	9180 7510 9000 9380 9810	И 150 9 120 10 950 11 400 11 950	13 900 11 400 13 640 14 250 14 900	16 250 13 250 15 930 16 620 17 400	19 520 16 000 19 200 20 000 20 900	22 500 18 400 22 000 23 000 24 000	26 350 21 600 25 800 26 900 28 200	29 600 24 200 29 000 30 200 31 600	35 500 29 100 34 900 36 400 38 000
6850 5930 5290	7900 6850 6100	10 380 9 ООО 8 030	12 500 10 950 9 750	15 700 13 640 12 150	18 350 15 930 14 200	22 100 19 200 17 050	25 400 22 000 19 650	29 700 25 800 23 000	34 300 29 000 25 900	40 200 34 900 31 100
2820 4500 4500 5490	3240 5190 5190 6320	4270 6830 6830 8320	5 190 8 300 8 300 10 100	6 470 10 350 10 350 12 600	7 550 12 100 12 100 14 700	9 080 14 500 14 500 17 700	10 450 16 700 16 700 20 400	12 240 19 550 19 550 23 900	13 760 22 000 22 000 26 800	16 520 26 400 26 400 32 200
при температуре стержня болта t = 250° С										
2200 2440 2560	2540 2820 2960	3330 3720 3890	4050 4520 4520	5040 5620 5880	5900 6570 6880	7100 7900 8270	8150 9080 9100	9 550 10 650 И 150	10 730 11 950 12 500	12 900 14 380 15 040
2670 2950 3100 3230 3380	3090 3410 3570 3730 3900	4060 4480 4700 4910 5120	4930 5450 5700 5970 6230	6150 6800 7100 7440 7760	7190 7940 8310 8700 9070	8 640 9 540 10 000 10 450 10 900	9 920 11 000 11 500 12 000 12 500	11 630 12 850 13 480 14 100 14 700	13 050 14 450 15 000 15 800 16 500	15 700 17 350 18 150 19 000 19 800
6410 6850	7400 7900	9 730 10 380	11 850 12 500	14 750 15 700	17 250 18 350	20 700 22 100	23 850 25 400	27 900 29 700	31 400 34 300	37 700 40 200
4640 5620 6100 6340	5350 6490 7050 7300	7050 8540 9260 9600	8 560 10 400 11 250 11 700	10 650 12 950 14 050 14 550	12 450 15 150 16 400 17 000	15 000 18 200 19 700 20 450	17 230 20 900 22 700 23 500	20 200 24 500 26 600 27 600	22 700 27 500 29 800 31 000	27 280 33 000 35 800 37 200

Резьба		[illegible]	[illegible]	M14X2	M16X2	[illegible]	[illegible]
Площадь сечения в *мм**		[illegible]	[illegible]	104,7	144,1	175,2	225,2
Марка стали		[illegible]					
В термически обработанном виде	25Х2МФА (ЭИ10)	1110	1670	2370	3350	4070	5220
	1Х17Н2	1000	1500	2140	3040	3700	4740
	15Х11МФ	900	1360	1920	2710	3300	4240
	Х18НЮТ	[illegible]	725	945	1370	1660	2140
	ЭИ572	[illegible]	1100	1570	2230	2720	3490
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	[illegible]	1130	1610	2300	2800	3600
	ЭИ612	[illegible]	1370	1760	2810	3420	4400
Марка стали		[illegible]					
ВМСт.3сп, ВКСт.3сп		[illegible]	[illegible]	[illegible]	936	1140	1460
ВМСт.4сп, ВКСт.4сп		[illegible]	[illegible]	[illegible]	1060	1300	1665
ВМСт.6сп, ВКСт.5сп		[illegible]	[illegible]	[illegible]	1190	1330	1710
[illegible]		[illegible]	[illegible]	840	1220	1490	1910
[illegible]		[illegible]	[illegible]	945	1370	1660	2140
[illegible]		[illegible]	[illegible]	995	1440	1750	2250
[illegible]		[illegible]	[illegible]	1030	1510	1840	2370
[illegible]		[illegible]	[illegible]	1140	1660	2020	2590
В термически обработанном виде	[illegible]	1020	1580	2300	3280	4000	5140
	[illegible]	1100	1670	2410	3460	4200	5400
	2Х13 (ЭЖ2)	785	1140	1570	2160	2630	3380
	ЗОХМ	860	1300	1860	2650	3220	3390
	35 ХМ	952	1450	2060	2940	3570	4600
	40ХФЛ	1000	1520	2200	3140	3820	4910
	25Х2МФА (ЭИ10)	1050	1580	2240	3180	3850	4950
	1Х17Н2	970	1460	2080	2950	3590	4620
	15Х11МФ	900	1350	1920	2710	3300	4240
	Х18Н10Т	[illegible]	610	890	1280	1560	2000
	ЭИ572	[illegible]	1030	1470	2090	2540	3260
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	[illegible]	1100	1570	2230	2710	3490
	ЭИ612	[illegible]	1340	1900	2710	3300	4240

М22Х Х2,5	М24Х3	М27Х3	М3ОХ Х3,5	М33Х Х3,5	М36Х4	М39Х4	М42Х4.5	М45Х4.5	М48Х5	М52Х5
281,6	324,3	427,1	519,0	647,2	755,2	908,4	1045	1224	1376	1652
при температуре стержня болта t =250° С										
6540	7530	9900	12 050	15 000	17 500	21 100	24 220	28 400	31 900	38 300
5930	6850	9000	10 950	13 640	15 930	19 200	22 000	25 800	29 000	34 900
5290	6100	8030	9 750	12 150	14 200	17 050	19 G50	23 000	25 900	31 100
2670	3090	4060	4 930	6 150	7 190	8 640	9 920	11 630	13 050	15 700
4360	5020	6620	8 050	10 000	11 700	14 100	16 200	19 000	21 300	25 600
4500	5190	6830	8 300	10 350	12 100	14 500	16 700	19 550	22 000	26 400
5490	6320	8320	10 100	12 600	14 700	17 700	20 400	23 900	26 800	32 200
при температуре стержня болта t — 300° С										
1830	2110	2790	3370	4200	4910	5910	6800	7960	8 940	10 740
2080	2400	3160	3840	4780	5590	6720	7740	9050	10 150	12 400
2140	2470	3240	3940	4910	5740	6910	7950	9300	10 450	12 550
2390	2760	3630	4410	5500	6420	7 720	8 890	10 400	11 700	14 050
2670	3090	4060	4930	6150	7190	8 640	9 920	И 630	13 050	15 700
28 16	3243	4270	5190	6470	7550	9 080	10 450	12 240	13 760	16 520
2950	3410	4480	5450	6800	7940	9 540	11 000	12 850	14 450	17 350
3230	3730	4910	5970	7440	8700	10 450	12 000	14 100	15 800	19 000
6410	7400	9 730	I 1 850	14 750	17 250	20 700	23 850	27 900	31 400	37 700
6750	7800	10 250	12 450	15 500	18 150	21 800	25 000	29 400	33 000	39 600
4220	4870	6400	7 780	9 700	11 340	13 620	15 700	18 350	20 600	24 800
5170	5970	7850	9 550	11 900	13 900	16 730	19 250	22 500	25 300	30 400
5740	6620	8700	10 600	13 200	15 450	18 540	21 300	25 000	28 100	33 700
6130	7080	9300	11 300	14 100	16 500	19 800	22 800	26 700	30 000	36 000
6180	7140	9380	11 400	14 250	16 620	20 000	23 000	26 900	30 200	36 400
5760	6650	8750	10 630	13 250	15 500	18 600	21 400	25 100	28 200	33 800
5290	6100	8030	9 750	12 150	14 200	17 050	19 650	23 300	25 900	31 100
2500	2890	3800	4620	5 760	6 730	8 090	9 300	10 900	12 240	14 700
4080	4700	6190	7520	9 370	10 950	13 180	14 650	17 750	19 950	24 000
4360	5020	6620	8050	10 000	11 700	14 100	16 200	19 000	21 300	25 600
5290	6100	8030	9750	12 150	14 200	17 050	19 650	23 300	25 900	31 100

Резьба		[illegible]	[illegible]	M14X2	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]		52,3	[illegible]	[illegible]	144,1	175,2	225,2
Марка стали		[illegible]					
ВМСт.3сп, ВКСт.3сп ВМСт.4сп, ВКСт.4сп ВМСт.6сп, ВКСт.6сп		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	980 1070 1140	1260 1370 1460
[illegible]		[illegible]	[illegible]	745 840 912 995 1060	1080 1220 1320 1440 1540	1310 1490 1610 1750 1870	1690 1910 2070 2250 2410
В термически обработанном виде	[illegible]	[illegible]	1260 1370	1730 1880	2380 2600	2890 3150	3710 4050
	2Х13 (ЭЖ2) 30ХМ 35 ХМ 40ХФА	[illegible]	1080 1200 1340 1330	1490 1710 1910 1880	2050 2440 2710 2660	2490 2960 3290 3240	3200 3800 4240 4160
	25Х2МФА (ЭИЮ) 1Х17Н2 15Х11МФ	1000 942 890	1510 1420 1340	2150 2030 1900	3040 2880 2680	3700 3500 3260	4750 4500 4180
	Х18Н10Т ЭИ572 4Х14Н14В2М (ЭИ69) ЭИ612	[illegible]	555 1000 1060 1340	806 1430 1520 1900	1170 2040 2160 2710	1420 2490 2620 3290	1820 3200 3380 4240
Марка стали		[illegible]					
[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	936 1080 1180 1290 1370	1140 1310 1430 1570 1660	1460 1690 1840 2020 2140
В термически обработанном виде	[illegible]	[illegible]	[illegible]	1260 1360	1730 1875	2100 2280	2700 2920

М22Х Х2,б	М24Х3	М27Х3	М3ОХ Х3,5	М33Х Х3,5	М36Х4	М39Х4	М42Х4,5	М45Х4,6	М48Х5	М52Х5
281,6	324,3	427,1	519,0	647,2	755,2	908,4	1045	1224	1376	1652
при температуре стержня болта t = 350° С										
1590	1815	2390	2910	3620	4230	5080	5860	6850	7700	9 250
1730	1980	2600	3170	3940	4610	5540	6370	7470	8380	10 100
1830	2110	2790	3370	4200	4910	5910	6800	7960	8940	10 740
2125	2430	3200	3890	4850	5660	6800	7 840	9 180	10 300	12 400
2390	2760	3630	4410	5500	6420	7720	8 890	10 400	11 700	14 050
2610	2980	3930	4770	5950	6950	8350	9 610	11 250	12 650	15 200
2820	3240	4270	5190	6470	7550	9080	10 450	12 240	13 760	16 520
ЗОЮ	3470	4570	5550	6920	8080	9720	11 190	13 100	14 700	17 700
4640	5350	7050	8560	10 650	12 450	15 000	17 230	20 200	22 700	27 280
5060	5840	7690	9340	11 630	13 600	16 340	18 800	22 100	24 780	29 700
4000	4610	6060	7370	9 180	10 730	12 900	14 850	17 400	19 550	23 500
4750	5480	7220	8770	10 930	12 780	15 350	17 650	20 700	23 250	27 900
5290	6100	8030	9750	12 150	14 200	17 050	19 650	23 000	25 900	31 100
5200	6000	7900	9600	11 950	14 000	16 800	19 330	22 650	25 450	30 600
5930	6850	9000	10 950	13 640	15 930	19 200	22 000	25 800	29 000	34 900
5630	6486	8540	10 380	12 940	15 100	18 160	20 900	24 480	27 520	33 040
5240	6030	7950	9 650	12 040	14 050	16 900	19 450	22 800	25 600	30 700
2300	2630	3460	4200	5 240	6 120	7 350	8 460	9 100	11 150	13 400
4000	4610	6060	7370	9 180	10 730	12 900	14 850	17 400	19 550	23 500
4220	4860	' 6400	7780	10 000	11 330	13 600	15 680	18 350	20 600	24 800
5290	6100	•8030	9750	12 150	14 200	17 050	19 650	23 300	25 900	31 100
при температуре стержня болта t = 400° С										
1830	2110	2790	3370	4200	4910	5910	6800	7 960	8 940	10 740
2125	2430	3200	3890	4850	5660	6800	7840	9 180	10 300	12 400
2310	2660	3500	4260	5310	6200	7450	8560	10 050	11 300	13 550
2530	2920	3840	4670	5820	6800	8170	9400	11 000	12 400	14 850
2675	3080	4060	4930	6150	7180	8620	9920	11 600	13 060	15 700
3380	3900	5120	6230	7770	9060	10 900	12 550	14 700	16 500	19 800
3660	4220	5550	6750	8400	9820	11 800	13 580	15 900	17 900	21 500

Резьба		M10X1.5	M12X1.75	M14X2	M16X2	M18X2.5	M20X2.5
Площадь сечения в *мм**		52,3	76,2	104,7	144,1	176,2	225,2
Марка стали		*Qdon* на 1 болт					
Сталь углеродистая и легированная	2Х13 (ЭЖ2)	742	1080	1490	2025	2490	3200
	ЗОХМ	706	1070	1540	2200	2680	3440
	35ХМ	795	1200	1720	2440	2960	3810
	40ХФА	706	1030	1410	1945	2365	3040
	25Х2МФА (ЭИ10)	980	1450	2030	2840'	3450	4430
	1Х17Н2	930	1400	1990	2820	3430	4410
	15Х11МФ	880	1320	1870	2650	3220	4150
	Х18НЮТ	340	525	755	1080	1310	1690
	ЭИ572	638	1350	1910	1970	2400	3080
	4Х14ННВ2М (ЭИ69)	680	1030	1460	2090	2540	3260
	ЭИ612	875	1320	1870	2660	3220	4150
Марка стали		*Qdon* на 1 болт					
	20	261	411	597	865	1050	1350
	25	308	480	690	995	1210	1552
	30	345	540	796	1150	1400	1800
	35	376	586	860	1250	1520	1960
	40	402	625	912	1320	1610	2070
Сталь легированная	35Х	470	685	943	1200	1580	2025
	40Х	496	723	995	1370	1670	2140
	2Х13 (ЭЖ2)	716	1040	1430	1970	2400	3090
	ЗОХМ	654	1000	1450	2070	2520	3240
	35 ХМ	732	1110	1580	2250	2730	3510
	25Х2МФА (ЭИ10)	970	1440	2010	2810	3410	4390
	15Х11МФ	860	1290	1830	2600	3150	4050
	Х18НЮТ	335	518	745	1060	1300	1660
	ЭИ572	638	970	1380	1970	2400	3080
	4 Х14Н14В2М (ЭИ69)	670	1010	1440	2040	2490	3200
	ЭИ612	875	1320	1870	2650	3220	4150

М22Х Х2.5	М24Х3	М27Х3	М30Х Х3,5	М33Х Х3,5	М36Х4	М39Х4	М42Х4.5	М45Х4.5	М48Х5	М52Х5
281,6	324,3	427,1	519,0	647,2	755,2	908,4	1045	1224	1376	1652
при температуре стержня болта t = 400° С										
4000	4610	6060	7370	9 180	10 730	12 900	14 850	17 400	19 550	23 500
4310	4960	6530	7950	9 900	11 550	13 900	16 000	18 750	21 000	25 300
4750	5480	7220	8770	10 930	12 780	15 350	17 650	20 700	23 250	27 900
3800	4380	5760	7000	8 730	10 200	12 250	14 100	16 550	18 600	22 300
5540	6390	8410	10 230	12 730	14 900	17 900	20 600	24 100	27 100	32 800
5520	6360	8370	10 180	12 670	14 800	17 800	20 500	24 000	26 950	32 400
5170	5970	7850	9 550	11 900	13 900	16 730	19 250	22 500	25 300	30 400
2125	2430	3200	3890	4 850	5 660	6 800	7 840	9 180	10 300	12 400
3860	4450	5850	7110	8 850	10 350	12 450	14 300	16 800	18 850	22 600
4080	4700	6190	7520	9 380	10 950	13 150	15 150	17 750	19 950	24 000
5170	5980	7850	9560	11 900	13 900	16 700	19 200	22 500	25 300	30 400
при температуре стержня болта t = 425° С										
1690	1950	2560	3110	3880	4530	5450	6270	7 350	8 250	9 910
1940	2240	2940	3580	4460	5210	6260	7210	8 450	9 480	11 400
2250	2600	3420	4150	5170	6050	7270	8360	9 800	11 000	13 200
2440	2820	3720	4520	5620	6570	7900	9080	10 650	И 950	14 380
2590	2990	3930	4780	5950	6950	8350	9610	11 250	12 650	15 200
2530	2920	3840	4670	5820	6800	8170	9400	11 000	12 400	14 850
2680	3080	4060	4930	6150	7180	8620	9920	11 600	13 060	15 700
3860	4450	5850	7110	8 850	10 350	12 450	14 300	16 800	18 850	22 600
4050	4680	6150	7470	9 300	10 890	13 100	15 050	17 650	19 800	23 800
4390	5060	6660	8100	10 100	11 800	14 180	16 300	19 100	21 450	25 800
5490	6320	8320	10 100	12 600	14 700	17 700	20 400	23 900	26 800	32 200
5060	5840	7690	9 340	11 630	13 600	16 340	18 800	22 100	24 780	29 700
2080	2400	3160	3840	4 780	5 590	6 720	7 740	9 050	10 150	12 400
3860	4450	5850	7110	8 850	10 350	12 450	14 300	16 800	18 850	22 600
4000	4610	6060	7370	9 180	10 730	12 900	14 850	17 400	19 550	23 500
5170	5980	7850	9560	12 900	13 900	16 750	19 200	22 500	25 300	30 400

Резьба		M10X1.5	M12X1.75	M14X2	M16X2	M18X2.5	M20x2,5
Площадь сечения в *мм**		52,3	76,2	104,7	144,1	175,2	225,2
Марка стали						*<*∂оп* на 1 болт	
	ЗОХМ	606	900	1260	1760	2140	2740
	35 ХМ	628	922	1270	1760	2140	2740
	25Х2МФА (ЭИЮ)	940	1400	1950	2710	3300	4230
	15Х11МФ	847	1280	1810	2560	3120	4000
	Х18Н10Т	324	502	722	1040	1260	1620
	ЭИ572	628	952	1360	1940	2360	3040
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	659	1000	1420	2020	2450	3150
	ЭИ612	862	1300	1830	2590	3150	4050
Марка стали						*Qdon* на 1 болт	
	25Х2МФА (ЭИЮ)	838	1220	1670	2300	2800	3600
	15Х11МФ	838	1250	1750	2450	2980	3830
	Х18Н10Т	324	495	712	1020	1240	1600
	ЭИ572	618	938	1340	1900	2310	2970
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	655	984	1390	1970	2400	3080
	ЭИ612	854	1280	1810	2560	3120	4000
Марка стали						*Qdon* На 1 болт	
	25Х2МФА (ЭИЮ)	465	678	800	1280	1560	2000
	15Х11МФ	838	1220	1680	2330	2830	3640
	Х18НЮТ	324	495	712	1010	1220	1570
	ЭИ572	618	930	1320	1870	2270	2930
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	654	983	1380	1940	2360	3040
	ЭИ612	847	1270	1800	2540	3080	3960
Марка стали						Q_{don} на 1 болт	
	Х18Н10Т	319	487	690	980	1190	1530
	ЭИ572	550	830	1170	1650	2010	2590
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	638	960	1350	1900	2310	2980
	ЭИ612	838	1250	1750	2450	2980	3820

M22X X2,6	M24X8	M27X3	M3OX X8,5	M33X X9»5	M36X4	M39X4	M42X4.5	M45X4.B	M4BX5	M52X6
281,6	624,8	427,1	519,0	647,2	756,2	906,4	1045	1224	1376	1662
при температуре стержня болта *t* -» 450° С										
3430	3960	5210	6330	7900	9220	11 090	12 750	14 950	16 760	20 150
3430	3960	5210	6330	7900	9220	11 090	12 750	14 950	16 760	20 160
6290	6100	8030	9750	12 150	14 200	17 050	19 660	23 000	25 900	31 100
6000	6770	7600	9240	11 500	13 450	16 150	18 600	21 800	24 450	29 400
2025	2335	3070	3740	4 660	5 440	6 540	7 520	8 810	9 900	11 900
3800	4380	5770	7000	8 730	10 200	12 250	14 100	16 550	18 550	22 300
3940	4540	5980	7270	9 050	10 580	12 710	14 620	17 150	19 250	23 160
6060	5640	7690	9340	11 630	13 600	16 340	18 600	22 100	24 760	29 700
при температуре стержня болта (« 475° С										
4600	5190	6820	8300	10 350	12 100	14 630	16 700	19 600	22 000	26 400
4760	5530	7260	8840	11 000	12 800	15 400	17 800	20 800	23 400	28 100
2000	2305	3030	3680	4 600	5 360	6 450	*1* 420	6 700	9 760	11 730
3720	4290	5640	6850	8 550	9 960	12 000	13 800	16 180	18 150	21 800
3660	4450	5850	7110	6 650	10 350	12 450	14 300	16 800	18 850	22 600
6000	6770	7600	9240	11 500	13 450	16 160	18 600	21 800	24 450	29 400
при температуре стержня болта *t* <*= 500° С										
2600	2890	3800	4620	5 760	6 730	8 090	9 300	10 000	12 240	14 700
4550	5250	6900	8400	10 500	12 200	14 700	16 900	19 800	22 200	26 800
1970	2275	2990	3635	4 530	5 280	6 350	7 320	8 680	9 630	11 ЗАО
3660	4220	5540	6750	6 400	9 820	11 800	13 580	15 900	17 900	21 500
3800	4380	5770	7000	8 730	10 200	12 250	14 100	16 550	18 550	22 300
4660	5700	7510	9120	11 400	13 250	16 000	18 400	21 600	24 200	29 100
при температуре стержня болта *t* = 525° С										
1915	2205	2900	3530	4 400	5 130	6 170	7 100	8 320	9 350	И 240
3230	3730	4910	6970	7 440	8 700	10 450	12 000	14 100	15 800	19 000
3720	4290	6640	6650	8 550	9 960	12 000	13 800	16 180	18 150	21 800
4750	5510	7250	8820	11 000	12 850	15 450	17 750	20 800	23 400	26 100

Резьба		М10Х1.Б	М12Х1.75	М14Х2	М16Х2	М18Х2.5	М20Х2,5
Площадь сечения $f_б$ в *мм**		52,3	76,2	104,7	144,1	175,2	225,2
Марка стали		*Qdon* на 1 болт					
В термически обработанном виде	Х18Н10Т	314	480	680	965	1170	1510
	ЭИ572	496	754	1070	1510	1840	2360
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	628	945	1330	1870	2250	1920
	ЭИ612	733	1060	1460	2020	2455	3150
Марка стали		*Qdon* на 1 болт					
В термически обработанном виде	Х18Н10Т	314	472	649	950	1150	1480
	ЭИ572	496	755	1070	1510	1840	2360
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	496	724	995	1370	1660	2140
	ЭИ612	602	878	1200	1660	2010	2590
Марка стали		Qdon на 1 болт					
В термически обработанном виде	Х18Н10Т	262	381	523	720	876	1130
	ЭИ572	496	755	1070	1510	1840	2360
	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	392	571	785	1080	1310	1680
	ЭИ612	523	762	1050	1440	1750	2250
Марка стали		*Qdon* на 1 болт					
ЭИ612 В термически обработанном виде		470	685	943	1200	1580	2020
Марка стали		*$don на 1 болт*					
ЭИ612 В термически обработанном виде		418	610	838	1150	1400	1800
Примечание. Значения вычислены с точностью до третьего знака, что							

Продолжение табл. 147

М22Х Х2.Б	М24Х3	М27Х3	М30Х Х3,5	М33Х Х3,5	М36Х4	М39Х4	М42Х4.5	М45Х4.5	М48Х5	М52Х5
281,6	324,3	427,1	519,0	647,2	755,2	908,4	1045	1224	1376	1652
при температуре стержня болта t = 550° С										
1885	2175	2860	3480	4340	5 060	6 090	7 000	8 200	9 210	11 080
2950	3410	4480	5450	6800	7 940	9 540	И 000	12 850	14 450	17 350
3660	4220	5540	6750	8400	9 820	11 800	13 580	15 900	17 900	21 500
3940	4540	5970	7270	9050	10 590	12 720	14 650	17 100	19 250	23 700
при температуре стержня болта t = 575° С										
1857	2140	2820	3420	4270	4990	6 000	6 900	8 700	9 060	10 900
2950	3410	4480	5450	6800	7940	9 540	11 000	12 850	14 450	17 350
! 2675	3080	4060	4930	6150	7180	8 620	9 920	И 600	13 060	15 700
3240	3730	4910	5960	7440	8680	10 450	12 000	14 100	15 800	19 000
при температуре стержня болта t = 600° С										
1408	1621	2135	2595	3235	3775	4540	5 225	6 120	6 880	8 260
2950	3410	4480	5450	6800	7940	9540	11 000	12 850	14 450	17 350
2130	2430	3200	3890	4850	5660	6800	7 840	9 180	10 300	12 400
2820	3240	4270	5190	6470	7550	9084	10 450	12 240	13 760	16 520
при температуре стержня болта t — 625° С										
2530	2920	3840	4670	5820	6800	8170	9400	11 000	12 400	14 850
при температуре стержня болта t — 650° С										
2250	2600	3420	4150	5170	6050	7270	8360	9800	11 000	13 200
достаточно для практических целей.										

обеспечивает достаточную прочность, то и усилие, допускаемое на болт, можно повысить, умножив данные табл. 148 на коэффициент /С/:

$$K_f = \left(\frac{d - 1{,}2273^*}{d - 1{,}227 S_к} \right)^2 \text{ или Kf } \left(\frac{1 - 1{,}227 \frac{S_м}{d}}{1 - 1{,}227 \frac{S_к}{d}} \right)^2$$

Здесь d — диаметр резьбы (наружный);
S_M — шаг мелкой резьбы;
S_K — шаг крупной резьбы (по табл. 148).

При расчете шпилек и болтов на прочность исходят из равномерного распределения напряжений в стержне; в действительности напряжения распределяются неравномерно как по длине свинчивания резьбы (высоте гайки), так и в поперечном сечении. Наибольшую нагрузку воспринимает первый со стороны опор виток, нагрузка на последующие витки постепенно уменьшается.

В поперечном сечении стержня болта напряжения также распределены неравномерно. По краю сечения имеет место повышение напряжений, и по внутреннему диаметру резьбы может возникнуть зона пластической деформации, что приводит к снижению прочности болта. Вместе с тем напряжения, действующие в поперечном направлении от усилий со стороны поверхности резьбы гайки одновременно с осевым, создают объемную напряженность, что увеличивает прочность болта.

Фактическая площадь поперечного сечения болта несколько больше площади круга диаметром $й_г$ по внутреннему диаметру резьбы. Прочность болта обычно рассчитывают, исходя из сечения по внутреннему диаметру резьбы d_{ly} т. е. пользуются формулой

$$Q_{доп} = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{доп}.$$

По ГОСТу 9253—59 расчет болтов на прочность рекомендуется вести по диаметру d_{H0Mi} соответствующему номинальному размеру внутреннего диаметра резьбы. Допускаемые отклонения диаметра в сторону уменьшения не учитывают, принимая во внимание указанные выше факторы.

Предел прочности металла болтов в связи с влиянием указанных выше факторов на 12—40% выше предела прочности гладких цилиндрических образцов, изготовленных из того же материала.

Влияние перекосов фланцев на прочность болта или шпильки, при которых возникают изгибающие напряжения в стержне, неодинаково для различных сталей. Высокопрочные стали, хрупкие, с пониженной величиной ударной вязкости, более чувствительны, чем стали вязкие, прочность которых при растяжении с перекосом снижается мало.

На высокопрочные болты из малопластичных сталей большое влияние оказывает концентрация напряжений в острых углах резьбы. Для таких сталей радиусы закруглений в головке болта, в резьбе и в месте выхода резьбы в ответственных случаях рекомендуется увеличивать на 30—50%.

При высоких температурах ряд сталей проявляет склонность к увеличению хрупкости (в частности Х18Н10Т и некоторые другие), что следует учитывать при выборе марок сталей и расчете деталей.

Болты, изготовленные из титана, имеют вес на 45% меньше стальных при высоких антикоррозионных свойствах и могут быть использованы при температуре до 500° С.

При высоких удельных давлениях на поверхностях витков резьбы в болтах возникают задиры, и коэффициент трения увеличивается до (д = 0,6 и более. Это явление возникает при нагрузках на болт, приближающихся к разрушающим. Чтобы исключить возможность появления задиров, необходимо выдержать условие, определяемое формулой (исходя из равномерной нагрузки витков)

$$Qdon^QtJfcfi'$$

где Q_{don} — допускаемая нагрузка на болт в, *кГ*

Ясж — допустимое удельное давление в *кГ1см²;*

f — площадь кольцевой поверхности витка в *см²,* /=0,785(^2 — *d\) см²*

i — число витков.

При нормальной температуре задиры возникают при удельных давлениях $q_{пред}$ на витках:

Для высоколегированных сталей (кроме Х18Н10Т) . .	**2000** *кГ/см²*
Для мягких сталей.	**1200** »
Для смазанных резьб.	**2000** »

При расчете можно принимать

$$Ясж = \frac{Я пред}{},$$

где $n_{сж}$ — коэффициент запаса, $n_{сж}$ = 2,0.

Материал и конструкция гайки оказывают влияние на равномерность распределения напряжений. Обычно гайки изготовляют из материала более мягкого, чем материал болта, с меньшим модулем упругости. Это способствует выравниванию напряжений по виткам и уменьшает вероятность схватывания металла гайки и болта. Возможность применения более мягкого материала для гайки определяется тем, что площадь среза витков у гайки больше (по наружному диаметру резьбы), чем у болта (по внутреннему диаметру резьбы).

В процессе изготовления болтов в головке болта в месте сопряжения со стержнем могут возникнуть значительные внутренние напряжения, поэтому болты являются менее надежным элементом крепления, чем шпильки. Кроме того, более соосное приложение усилия вдоль стержня, создаваемого гайкой, по сравнению с головкой болта обеспечивает лучшие условия работы шпильки. Учитывая сказанное, во фланцах арматуры для давлений P_y = = 40 *кГ/см*^{2} и выше следует устанавливать шпильки; болты применяются лишь для более низких давлений.

В соответствии с требованиями Госгортехиадзора для фланцевых соединений из аустенитной стали болты, шпильки и гайки изготовляются из сталей того же класса. Крепежные детали из аустенитной стали для фланцев из углеродистой стали, а также иные сочетания (например, фланцы из аустенитной стали, а крепежные детали из перлитной стали) могут быть применены лишь в случае работы соединений при постоянной температуре.

Легированные стали, применяемые для изготовления крепежных деталей, подвергаются термической обработке — закалке и отпуску или нормализации и отпуску.

4. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВ ПО ДОПУСКАЕМЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Наиболее старым из методов расчета фланцев по допускаемым напряжениям является метод, предложенный и разработанный Бахом. Здесь фланец рассматривается как консольная балка. Применяемые при этом формулы для определения необходимых усилий затяга фланцевого соединения имеют весьма условный характер, а допустимые нагрузки на болты подобраны заниженно, с тем чтобы обеспечить возможность нормальной эксплуатации фланцевого соединения. Тщательно разработанной научной базы этот метод не имеет и в настоящее время не применяется. Этот метод был несколько усовершенствован Зибелем в применении к стальным фланцам высокого давления. Были введены коэффициенты, учитывающие влияние жесткости кольцевой части при скручивании фланца под действием нагрузки на величину напряжений в изгибаемых сечениях. Последний метод еще иногда применяется. Он разработан применительно к стальным фланцам трубопроводов перегретого пара при U о Методика расчета состоит в следующем.

Вычисляют усилие от давления среды

$$Q_{ср} = 0{,}785D^2_{п}P.$$

Определяют общую расчетную нагрузку на фланец $Q_{бр} = <Зб_{Р}ас_{ч}$

для узких прокладок (линзовых, остроугольных и зубчатых с числом зубьев менее 7)

$$0{,}вр = 3{,}25Q_{ср};$$

для широких прокладок (паронйтовых, гофрированных, зубчатых с числом зубьев более 7), а также для пришабренных беспрокладочных соединений

$$Q_{бр} = *,0Q_{ср}.$$

Выбирают размеры и число болтов фланцевого соединения (можно воспользоваться табл. 148).

Температура болтов или сквозных шпилек t_6 принимается равной:

для соединений с жесткими фланцами (см. рис. 476)

для соединений со свободными фланцами (см. рис. 477)

где $t_{ср}$ — температура среды.

Определяется радиальное напряжение в сечении /—/ (рис. 497)

$$\frac{\text{ЬОбрасчХ\К\}}{nh^2\ (D_0 + 2s_x)}\ '$$

Определяется осевое напряжение в сечении /—//

$$\text{СТ}_y = \frac{6\ \text{Об}_{расч}\ ^{2\wedge 2}}{\text{л}^5 1\ (\wedge o + ^5 1)}\ \text{г}\ \bullet$$

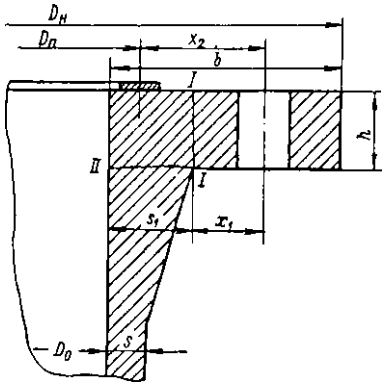


Рис. 497. Рассчитываемые сечения фланца

Значения коэффициентов К\ и /C_2, учитывающих влияние жесткости кольцевой части фланца на его прочность, можно найти с помощью графика на рис. 498 или определить по формулам

$$\hat{\text{Ax}} = \frac{3mn^2 + \backslash fimn}{1 + 3mn^2 + 1{,}8mn}\ '$$

$$\frac{3\ mn^2}{1 + 3\ m\ n^2 + 1{,}8\ m\ n}\ '$$

где

$$m = \frac{D_0 + Si}{Dh - D_0};\quad n = \frac{Si}{h}$$

Длина конусного перехода

$$/\wedge 1\ ,\ 3\ ]\ /\ \frac{Do}{}$$

При расчете свободных фланцев (см. рис. 477), кольцевое напряжение $a_к$ определяется по формуле

$$\frac{Q\ б\ расч^x в}{2\ nW}$$

где

$$x_3 = \frac{P_б - P_м}{2};$$

$$\frac{(D_н - D_с - 2d_0)\ K^2}{12}$$

При выборе допускаемого напряжения запас прочности по отношению к пределу текучести во фланцах должен быть не менее $n_т \wedge 1{,}5$.

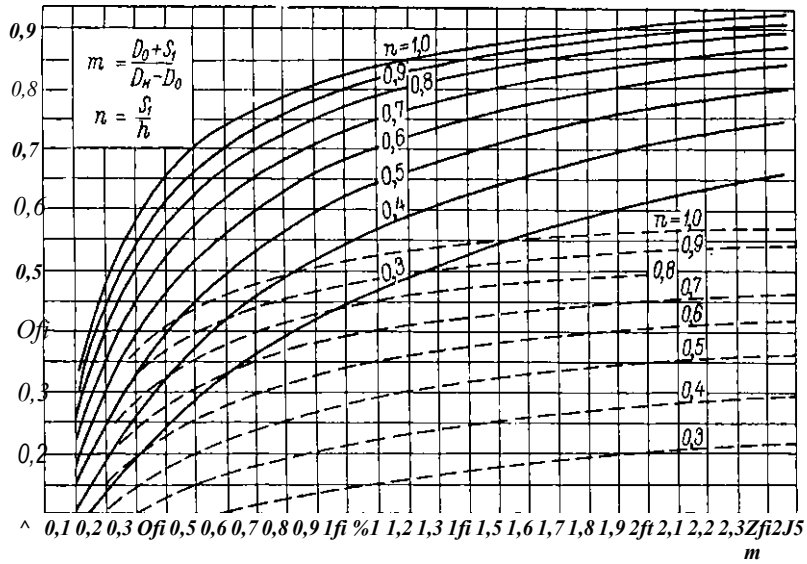


Рис. 498. Значения коэффициентов:

КГ, KI

Значения коэффициентов Ki и K_2 получены для стальных фланцев трубопроводов перегретого пара.

Наиболее обоснованным является метод расчета, разработанный Уотерсом и др. и построенный на применении теории изгиба круглых пластин. Влияние переходных частей и жесткости кольцевой части учитывается введением соответствующих коэффициентов.

Расчет на основе этого метода в несколько упрощенном виде для фланцев конструкций, указанных на рис. 476 и 477, при диаметрах проходов D_0 1200 *мм* выполняется в такой последовательности.

Определяется необходимое усилие затяга прокладки Q_{H1} согласно данным, приведенным в п. 2.

Выбирается число болтов и определяется их диаметр в соответствии с данными, приведенными в п. 3.

Определяется расчетное усилие, по которому и производится расчет фланца (см. п. 3)

$$Q_{\text{расч}} = \frac{Q_б + Q_{ср}}{2},$$

Допускаемая нагрузка на болты учитывается в связи с тем, что фактическое усилие затяга не может точно соответствовать расчетному, а создается рабочим в зависимости от размера болтов. Оно может иметь отклонения, зависящие от опыта и квалификации обслуживающего персонала.

При наличии усилий и моментов, возникающих во фланцевом соединении от действия веса трубопровода или других присоединительных частей, влияние их должно быть учтено дополнительно. Усилие вдоль шпинделя Q_0 при расчете средних фланцев вентилей и задвижек входит в усилия Q_H и $Q_{бр}$.

Расчет круглых жестких фланцев конструкций, приведенных на рис. 476, выполняется следующим образом.

Вычисляются усилия, действующие на фланец:

усилие от давления среды

$$Q_{ср} = 0{,}785 D_{ср}^2 P \quad кГ$$

реакция прокладки

$$R_п = Q_{б\,расч} - (1 - л)\, Q_{ср}$$

расчетное усилие, передаваемое болтами на фланец,

$$W_{б\,расч} = \frac{Q_е + Q_{тр}}{2},$$

Определяется условный момент по формуле

$$M_0 = \frac{Q_{ср} X_с + R_п X_п}{П} \cdot см/СМ]$$

здесь

$$X_с = \frac{Р_б - P_0 - S_i}{2}$$

$$X_п = \frac{Р_б - Р_п}{2}$$

D_0 — диаметр отверстия трубы в *см.*

Вычисляются действующие напряжения (рис. 499):

осевое

$$\sigma_о \approx \sim (M_0 \quad кГ/см^2)$$

радиальное

$$\sigma_р = \frac{(\quad + 1)\, M_0}{IhT} \quad кГ/тм^2)$$

кольцевое

$$\frac{YM_n}{h^2} \quad zo_p \quad кГ/см^2;$$

где f — коэффициент поправки напряжений, зависящий от отношений sjs и 1_yH_0; принимается по диаграмме на рис. 500; s — толщина стенки трубы в *см*; 1_Y — длина горловины в *см*; 1_y — условная длина, $/_0 = 1fD_0s]$

— толщина стенки горловины в *см*;

L — коэффициент, L = $\frac{hl \cdot \pi}{}$ + 4~> d — коэффициент, $d = -y \quad l_0s^2$;

I — коэффициент, / = $-\frac{p}{y}$; F — коэффициент, принимается по диаграмме на рис. 501;

A — толщина фланца в *см*;

V — коэффициент, принимается по диаграмме на рис. 501;

T, U_j Y, Z — коэффициенты, принимаются в зависимости от $k = \frac{D_H}{Do}$

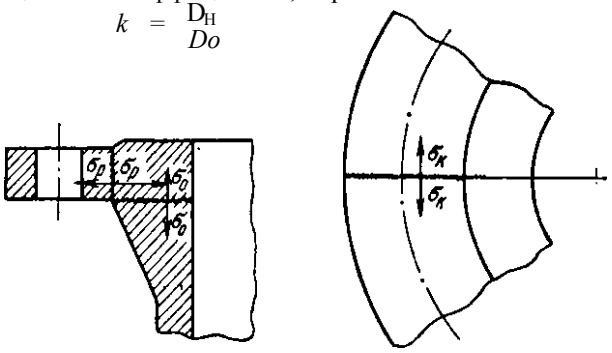


Рис. 499. Действие напряжений во фланце

Формулы для определения коэффициентов T, U, У, Z имеют вид:

$$7 = 3 \quad \frac{* \cdot (1 + 4_f 6 1 + 1 1 g / Л - 1}{V \qquad 1 _ " v \qquad J} -$$

$$U = 3 \quad Jt(1 + \quad —1)(fc^2-1) \cdot$$

$$Y = \frac{}{JX (АГ — 1)} [(1 —V) + 4,6(1$$

$$7 _ ^{k2} + 1.$$

для стали v = 0,3.

Величины коэффициентов *T, U> Y* и Z для стальных фланцев можно принимать по данным рис. 502.

Для чугунных фланцев этот метод расчета можно применять лишь условно, так как он разработан применительно к стальным

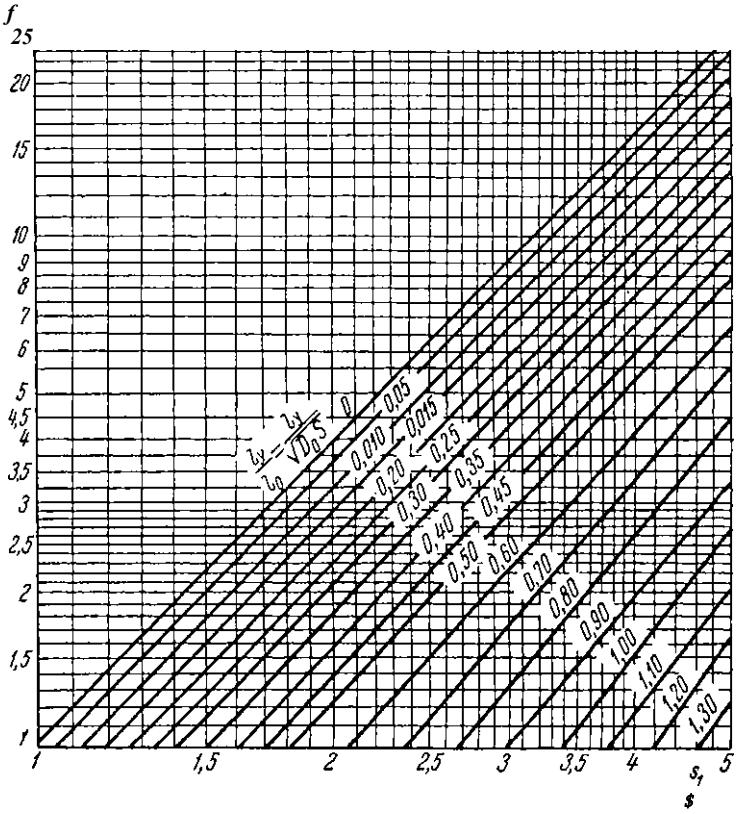


Рис. 500. Значения коэффициента /

£

При расчете принимается: минимальное значение /= 1; при — = 1

/= 1; для свободных фланцев / — 1

фланцам, без учета особенностей чугуна как конструкционного материала. Однако отсутствие более точного метода расчета чугунных фланцев заставляет считать целесообразным использование этого метода с соответствующими поправками, связанными со значением v для чугуна.

Использование данного метода с применением значений T, U, Y и Z, приведенных на рис. 503, дало в ЦКБА удовлетворительные результаты.

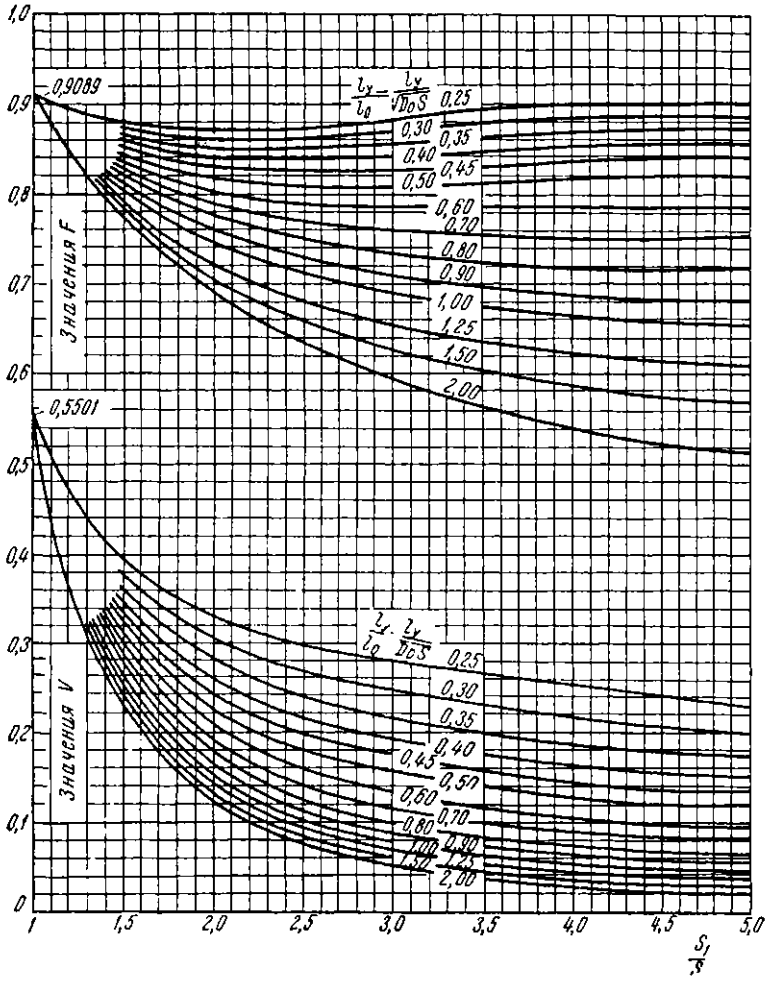


Рис. 501. Значения коэффициента V и F

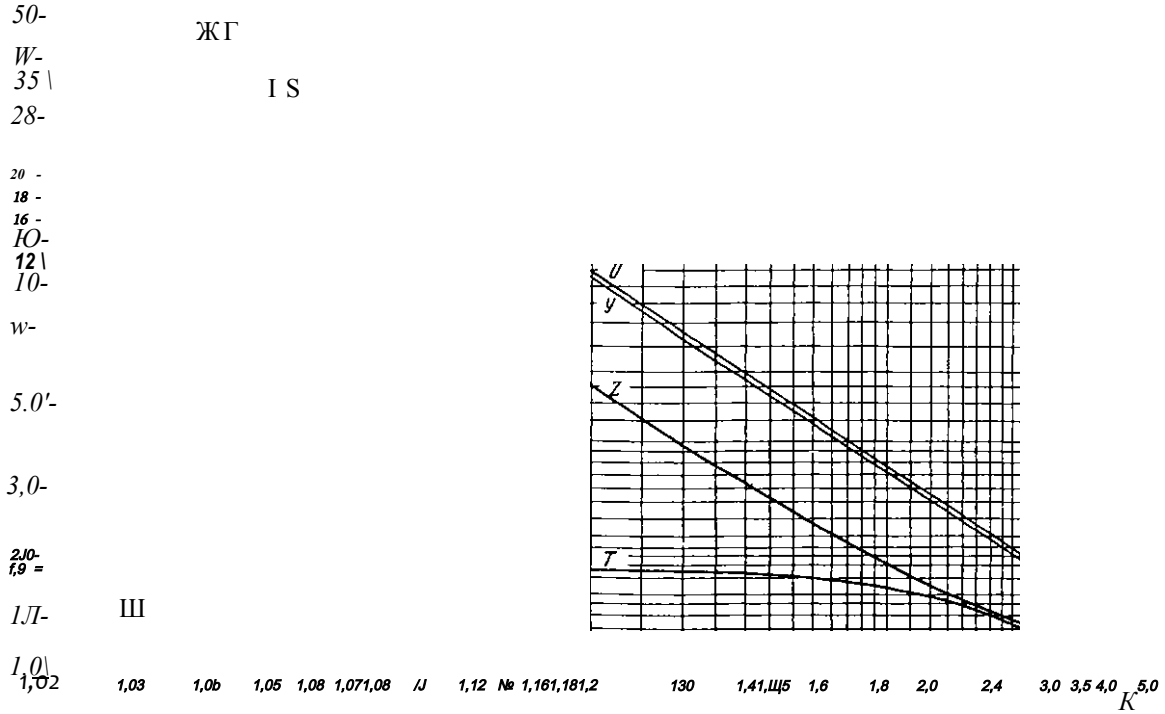


Рис. 502. Значения коэффициента *T*, U_i *V* и Z для стальных фланцев

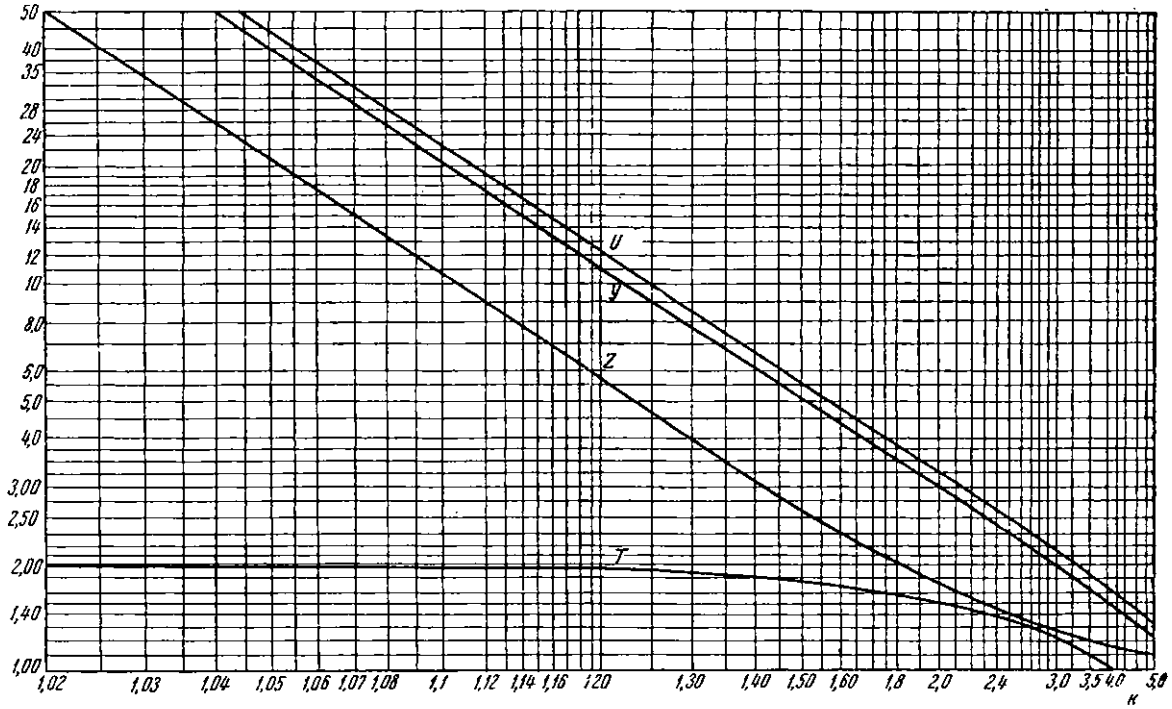


Рис. 503. Значений коэффициентов T, U, V и Z для чугунных фланцев

Во фланцах допускаются следующие напряжения

Кроме того, должно быть выдержано условие

$$\frac{Qo \pm Qp}{2} \le [\sigma]_{доп} \qquad \frac{Q_0 + Q_к}{2} \le [\sigma]_{доп}$$

Расчет круглых свободных фланцев конструкций, приведенных на рис. 477, выполняется следующим образом.

Усилие, действующее на фланец (см. п. 3),

$$Vo\ расч = \frac{Qo + Qep}{2} *$$

Условный момент

$$M_0 = Qe\ расч \cdot O\ кГ\text{-}см;$$

$$x_0 = \frac{D_б - D_м}{2}$$

$$p. \qquad P_к + P_с$$

где $D_б$ — диаметр окружности расположения болтов;

$D_м$ — средний диаметр кольцевой опорной поверхности фланца (для резьбовых фланцев — средний диаметр резьбы).

Действующие напряжения во фланце ($a_0 = 0$ и $a_р = 0$)

$$\sigma_{с} = \qquad \Phi \ кГ/см^2$$

где V — коэффициент для стальных фланцев (рис. 502); при определении Y принимается $k = \frac{}{Uc}$

h — толщина фланца в *см*\

Ф — коэффициент, учитывающий ослабление фланцев отверстиями,

$$\frac{P_н - P_с}{P_н - P_с - d}$$

$D_н$ — наружный диаметр фланца в *см*\

d — диаметр отверстий под болты в *см*.

Помимо проверки толщины фланца должна быть проверена прочность элементов, связывающих фланец с трубой: заплечика (рис. 477, /), кольца (рис. 477, //), резьбы (рис. 477, *III).*

Сравнивая рассмотренный метод расчета с консольным, можно отметить, что он более точно отражает влияние многих факторов на величину напряжений, возникающих во фланце; однако при расчете по этому методу толщины фланцев часто получаются несколько большими, чем при расчете по консольному методу.

В табл. 149 указаны стали, применяемые в корпусах и фланцевых соединениях, и пределы их применения.

Таблица 155

Стали, применяемые для корпусных деталей и фланцевых соединений

Марка стали	Рекомендуемые пределы применения до t_y °С	Область применения
	Отливки	
20Л-Ш	-40; +425	Арматура общего назначения и для энергетических установок
25Л-1Н	—40; +425	
20ХМЛ	—40; +540	
20ХМФЛ	575	
Х5ТЛ	425	Арматура установок нефтеперерабатывающей промышленности
Х5МЛ	550	
Х5ВЛ	550	
Х8ВЛ	575	
5Х18Н9Л	—196; +700	Арматура для химических установок и высоких температур
10Х18Н9ТЛ	-196; +700	
10Х18Н12М3ТЛ	—196; +650	
10Х18Н12М2ТЛ	—196; +650	
10Х18Н4Г4Л	350	
5Х2ЭН28М3Д3Л	100	Арматура для химических установок
ЭИ654ЛК	80	
5Х23Н28М2ТЛ	100	
	Поковки, штамповки и прокат	
ВМСт.3сп	-30; +300	Арматура общего назначения и для энергетических установок
ВКСт.3сп		
ВМСт.4сп	-30; +300	
ВКСт.4сп		
ВМСт.бсп	—30; +300	
ВКСт.бсп		
М21	-30; +300	
25	-40; +450	
40	—40; +450	
40Х	450	

Продолжение табл. 147

Марка стали	Рекомендуемые пределы применения до t, °С	Область применения
Поковки, штамповки и прокат		
16М	**450**	**Арматура общего назначения и для энергетических установок**
15ХМ	**540**	
35ХМ	**500**	
12ХМФ	**575**	
25Х2МФА	**530**	
ЭИ578	**550**	**Арматура для химических установок**
Х17	**450**	
Х18	**450**	
1Х17Н2	**400**	
2Х13	**425**	
5Х23Н28М3Д3	100	
ЭИ654	100	
5Х23Н28М3Д3Т	**-196; +400**	**Арматура для химических установок низких и высоких температур**
0Х18Н10Т	**-196; +600**	
Х18Н10Т	**-196; +700**	
Х18Н12М2Т	**-196; +600**	
Х18Н12М3Т	**-196; +600**	
ЭИ612	**650**	**Арматура для высоких температур**
1Х13Н16Б	**600**	
1Х13Н18В2Б	**650**	
1Х18Н12Т	**700**	
1Х14Н14В2М	**700**	
1Х14Н14В2МТ	**700**	

Примечания:
1. Стали легированные и высоколегированные применяются в термически обработанном виде.
2. Стали, легированные никелем, применяются лишь в технически обоснованных случаях и на основании соответствующего разрешения.

Величины допускаемых напряжений $\sigma_{доп}$ для стальных фланцев приведены в табл. 150 и 151, а для чугунных фланцев — в табл. 152.

Расчетные значения механических характеристик сталей, и допускаемые напряжения ог^л

Марка стали	4) « £ æ л я * 5211",. < У нь	Температура мате							
		20	200	225	250	275	300	325	350
20Л-1П	*Ов* *от* <*пл *адл* *(Удоп*	42,0 22,0 9,2	36,0 18,0 9,2	36,0 18,0 9,2	36,0 17,0 9,0	36,0 16,5 8,6	35,0 16,0 8,0	35,5 16,0 7,7	34,0 15,5 7,3
25Л-Ш	*(Ув* *°2* <*Упл* <*Удл* <*Удоп*	45,0 24,0 10,2	37,0 19,0 10,2	37,0 19,0 10,2	37,0 18,5 10,0	37,0 18,0 9,5	37,0 17,5 8,7	36,5 17,5 8,2	36,0 17,0 7,7
20ХМЛ	*(Ув* *(Ут* *(УПА* *(Удл* *(Удоп*	47,0 25,0 11,5	45,0 23,0 11,0	45,0 23,0 11,0	45,0 23,0 11,0	45,0 23,0 11,0	45,0 23,0 11,0	45,0 23,0 11,0	45,0 23,0 11,0
20ХМФЛ	*(Ув* *(Ут* *(Упл* *(Удл* *(Удоп*	50,0 32,0 12,5	48,0 26,0 12,5	48,0 26,0 12,5	48,0 26,0 12,5	48,0 26,0 12,5	48,0 26,0 12,5	48,0 26,0 12,5	48,0 26,0 12,5
10Х18Н9ТЛ	***(Ув*** ***(Ут*** ***(Упл*** ***(Удл*** ***(Удоп***	55,0 20,0 11,0	50,0 20,0 11,0	48,0 19,5 11,0	45,0 19,0 11,0	42,0 18,5 11,0	40,0 17,8 11,0	38,0 17,0 11,0	35,0 16,2 11,0
5Х2ЭН28М3Д3Л	*(Ув* *(Ут* *(Удоп*	45,0 20,0 11,0							
ЭИ654ЛК	*(Ув* *(Ут* *(Удоп*	50,0 25,0 12,0							
5Х23Н28М2ТЛ	*(Ув* *(Ут* *(Удоп*	45,0 25,0 11,5							

Таблица 155

применяемых для отливок арматуры, в литых стальных фланцах

риала фланца в °С													
375	**400**	**425**	**450**	**475**	**500**	**525**	**550**	**575**	**600**	**625**	**650**	**675**	**700**
31,0 **15,5** **7,1**	**28,0** **15,0** **6,6** **7,0**	**25,0** **14,0** **5,2** **6,0**	**22,0** **13,0** **3,9** **4,5**	**21,0** **12,5** **3,7** **3,8**	**20,0** **12,5** **3,6**	**19,0** **12,0**	**18,0** **11,5**	**14,0** **9,5**	**10,5** **8,3**				
34,0 **16,5** **7,4**	**31,0** **16,0** **7,0** **15,3** **7,2**	**27,0** **15,0** **5,5** **12,0** **6,1**	**23,0** **14,0** **4,0** **9,5** **4,5**	**23,0** **13,5** **3,8** **7,0** **3,8**	**23,0** **13,0** **3,6** **4,8**	**21,0** **12,5**	**20,0** **12,0**	**15,0** **10,0**	**11,0** **8,5**				
45,0 **23,0** **11,0**	**45,0** **23,0** **11,0**	**44,0** **23,0** **11,0**	**44,0** **22,0** **10,5**	**42,0** **20,5** **15,0** **24,5** **10,5**	**40,0** **20,0** **8,6** **17,0** **8,5**	**37,0** **19,0** **5,0** **10,5** **5,5**	**34,0** **18,0** **2,9** **6,0** **3,1**						
48,0 **26,0** **12,5**	**48,0** **26,0** **12,5**	**47,0** **26,0** **12,5**	**46,0** **26,0** **12,5**	**46,0** **25,0** **11,0** **24,0** **12,0**	**44,0** **25,0** **11,0** **21,0** **10,5**	**38,0** **23,5** **10,5** **17,0** **8,5**	**32,0** **22,0** **5,0** **12,0** **5,5**	**30,0** **22,0** **3,0** **7,0** **3,2**	**28,0** **22,0** **4,0**	**26,5** **21,0**	**25,0** **20,0**	**23,5** **19,5**	**22,3** **19,3**
35,0 **15,5** **10,5**	**35,0** **15,0** **10,5**	**34,0** **14,8** **10,5**	**34,0** **14,5** **10,0**	**33,0** **14,2** **9,5**	**33,0** **14,0** **10,0** **9,0**	**32,0** **13,7** **9,0** **8,0**	**30,0** **13,5** **8,5** **14,0** **7,2**	**29,0** **13,2** **7,7** **13,0** **6,5**	**28,0** **13,0** **6.4** **9.5** **5,0**	**27,0** **12,5** **5,0** **8,0** **4,5**	**26,0** **12,0** **4,0** **4,5** **2,8**	**24,0** **11,5** **4,0**	**23,0** **11,0** **3,6**

Расчетные значения механических характеристик сталей, штамповок, проката, и допускаемые напряжения ог^ол

Марка стали	я я Я « * ^У X с V * а ^ ≤ * о н b	Температура мате							
		20	200	225	250	275	300	325	350
ВМСт.Зсп ВКСт.Зсп	сг* ^доп	46,0 23,0 9,5	20,0 9,0	19,0 9,0	18,0 8,5	16,5 8,0	15,5 7,5	14,0	13,0
ВМСт.4сп ВКСт.4сп	$О_в$ $А_т$ Одоп	42,0 24,0 10,0	22,0 9,5	21,0 9,5	20,0 9,0	18,5 8,5	17,0 8,0	15,5	14,0
ВМСт.бсп ВКСт.бсп	$О_в$ Одоп	50,0 27,0 11,0	24,0 10,5	23,0 10,0	21,0 9,5	19,0 9,0	17,5 8,5	16,0	15,0
20, М21	$О_в$ $О_т$ Опл Одл Одоп	42,0 24,0 11,0	42,0 22,0 11,0	42,0 20,0 11,0	42,0 19,0 11,0	42,0 18,0 10,8	42,0 17,0 10,3	42,0 16,0 9,5	42,0 15,0 9,0
25	$О_в$ $О_т$ Опл Одл Одоп	48,0 28,0 11,8	48,0 24,0 11,8	48,0 22,0 11,8	48,0 21,0 11,8	48,0 20,0 11,5	48,0 19,0 10,9	48,0 18,0 10,3	46,0 17,0 9,7
16М	$О_в$ $О_т$ Опл Одл Одоп	40,0 22,0 10,7	40,0 22,0 10,7	40,0 22,0 10,7	40,0 22,0 10,7	40,0 22,0 10,7	40,0 20,0 10,7	40,0 17,0 10,7	40,0 16,0 10,7
15ХМ	$О_в$ $О_т$ Опл Одл Одоп	44,0 22,0 11,8	43,0 22,0 11,8	43,0 22,0 11,8	43,0 22,0 11,8	42,0 21,0 11,8	42,0 21,0 11,8	41,0 21,0 11,8	41,0 20,0 11,8

Таблица 155

применяемых для арматуры из поковок, во фланцах этой арматуры

риала фланца в °С

375	400	425	450	475	500	525	550	5/5	600	625	650	675	700
12,0													
13,2													
14,0													
39,0 14,0 8,4	36,0 13,0 10,0 7,9	33,0 12,0 7,5 7,4	30,0 11,5 5,0 8,0 5,6	27,0 11,0 3,6 6,0 4,0	23,0 10,0 2.5 3.6 3,0	20,0 9,0	18,6 8,0	16,0 6,8	14,2 5,6				
45,0 16,0 9Л	44,0 15,0 10,5 8,0 8,5	40,0 14,5 8,0 7,8	37,0 14,0 5,3 5,9	35,0 13,0 3,6 4,2	32,0 12,0 2,5 3,0	28,0 11,0 _	25,0 10,0 _	22,0 9,5 _	18,0 9,0 _				
40,0 16,0 10,7	40,0 16,0 10,7	39,0 16,0 15,0 10,5	38,0 16,0 11,0 10,0	37,0 16,0 8,5 9,0	36,0 16,0 6,0 12,0 6,6	34,0 16,0 4,5 9,0 4,5	32,5 16,0 3,0 6,5	30,0 16,0 4,5	28,0 16,0 3,0				
40,0 20,0 11,8	40,0 20,0 11,8	40,0 20,0 15.5 11.6	40,0 20,0 12,0 24,0 11,4	39,0 20,0 10,0 18,0 11,0	39,0 19,0 8,0 11,0 9,0	38,0 19,0 5.3 8,0 6.4	37,0 19,0 4,5 5.3 4.4	34,0 18,0	30,0 18,0				

Марка стали	Обозначение	Температура мате							
		20	200	225	250	275	300	325	350
12ХМФ	$O_в$ $O_т$ $O_{пл}$ $O_{дл}$ $O_{доп}$	45,0 23,0 11,2	42,0 21,0 11,2	42,0 21,0 11,2	42,0 20,0 11,2	41,0 20,0 11,2	41,0. 19,0 11,2	41,0 19,0 11,2	41,0 19,0 11,2
2Х13	$O_в$ $O_т$ $0_{пл}$ $O_{дл}$ $O_{доп}$	66,0 45,0 15,0	65,0 42,0 15,0	63,0 41,5 15,0	61,0 41,0 15,0	58,0 40,5 15,0	55,5 40,0 15,0	53,5 40,0 14,5	53,0 39,5 14,5
Х18Н10Т	$O_в$ $0,$ $O_{пл}$ $O_{дл}$ $O_{доп}$	55,0 20,0 12,5	52,0 20,0 12,5	50,0 19,5 12,5	48,0 19,0 12,5	47,0 18,5 12,5	46,0 17,8 12,5	46,0 17,0 12,5	45,0 16,2 12,5
Х18Н12М2Т Х18Н12МЗТ	$O_в$ $O_г$ $0_{пл}$ $O_{дл}$ $O_{доп}$	55,0 22,0 9,0	46,3 17,6 9,0	46,3 17,0 9,0	46,3 17,0 9,0	46,2 16,9 8,5	46,2 16,9 8,5	46,0 16,5 8,5	46,0 16,0 8,5
ЭИ612	$O_в$ $O_т$ $O_{пл}$ $O_{дл}$ $O_{доп}$	75,0 40,0 17,0	72,0 40,0 17,0	72,0 40,0 17,0	72,0 40,0 17,0	71,0 40,0 17,0	70,0 40,0 17,0	70,0 40,0 17,0	70,0 40,0 17,0
1Х18Н12Т	$O_в$ $O_т$ $O_щ$ $вдл$ $®_{доп}$	55,0 23,0- 12,5	52,0 22,0 12,5	50,0 21,0 12,5	48,0 20,0 12,5	47,0 20,0 12,5	46,0 19,5 12^5	46,0 19,0 12,5	45,0 m 12,5

Примечания:

1. а — предел текучести, соответствующий 0,2% остаточного относительного
2. $o_{пл}$ — предел ползучести, соответствующий скорости ползучести 1-10~[7]
3. — предел длительной прочности при длительности нагружения в

риала фланца в °С

375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	625	650	675	700
41,0 19,0 11,2	40,0 18,0 11,2	39,0 17,5 11,2	38,0 17,0 11,2	35,0 17,0 18,0 20,0 11,0	32,0 17,0' 14,0 17,0 9,3	31,5 17,0 11,0 14,0 7,1	31,0 16,5 8,0 11,0 5,5	 4,0 6,0					
53,0 39,5 14,5	53,0 39,0 14,5	51,0 38,5 14,0	48,0 38,0 12,8 26,0 12,0	47,0 37,0 7,6 18,0 9,0	44,0 36,5 4,8 16,0 5,6	40,0 34,5 4,0 8,0 4,5	35,0 28,5 3,0 3,2						
45,0 15,5 12,5	44,0 15,0 12,0	44,0 14,8 11,5	44,0 14,5 11,0	43,0 14,2 10,5	43,0 14,0 10,0 10,0	42,0 13,7 9,0 9,2	40,0 13,5 8,5 14,0 8,0	38,0 13,2 7,7 13,0 7,5	36,0 13,0 6.4 9.5 5,8	36,0 12,5 5,0 8,0 4,5	35,0 12,0 4,0 4,5 2,8	34,0 4,0	30,0 3,6
45,8 15,5 8,0	45,6 15,0 8,0	45,3 14,5 7,5	45,0 14,0 7,5	44,5 13,8 7,2	44,0 13,5 7,2	43,5 13,2 7,0	43,0 13,0 11,2 24,0 7,0	41,0 12,8 8,5 17,5 7,0	40.4 12.5 6,5 13,0 6,5	 5,8 10,0 5,5	 W 6,6 4,0	 4,3 4,5	 3,5 2,8
69,0 40,0 17,0	68,0 40,0 17,0	68,0 40,0 17,0	67,0 40,0 17,0	66,0 39,0 16,5	65,0 38,0 16,0	65,0 38,0 16,0	64,0 38,0 15,0	63,0 37,0 22,5 12,0	61,0 36,0 20,0 20,0 11,0	54,0 36,0 16,0 18,0 10,0	49,0 35,0 13,0 16,0 9,0	46,0 35,0 10,0 	44,0 35,0 8,6
45,0 18,0 12,5	44,0 17,5 12,0	44,0 17,0 11,5	44,0 16,0 11,0	43,0 16,0 10,5	43,0 15,5 10,0	41,5 15,1 9,5	40,0 14,8 9,0	39,0 14,5 8,5	38.0 14.1 13,5 6,8	35,0 13,8 10,0 5,2	32,0 13,6 7,5 4,0	30,0 13,4 –	28,0 13,2 –

удлинения.
мм/ММ' м.
100 ООО *ч.*

Таблица 155

Расчетные значения механических характеристик чугунов, применяемых для отливок арматуры общего назначения, и допускаемые напряжения в чугунных фланцах

Марка чугуна		ёоа0.« ь	Sa	ь	с ь*	Пределы применения	
		в *кГ/мм²*				давления до P_y в *кГ/см**	температуры в °С
Чугун серый	**СЧ15—32**	**15**	**32**		**6,4**	**16**	**—15; +300**
	СЧ18—36	**18**	**36**	–	**7,2**		
	СЧ21 — 40	**21**	**40**	–	**8,0**		
	СЧ24—44	**24**	**44**	–	**8,5**		
	СЧ28—48	**28**	**48**	–	**9,0**		
Чугун высокопрочный	**В 445—5**	**45**	**70**	**32**	**10,2**	**25**	**—15; +300**
	ВЧ40—10	**40**	**85**	**30**	**10,0**		
Чугун ковкий	**КЧ30—6**	**30**		**21**	**8,5**	**80** *мм* P_y^ ^40 *кГ/см²*	**400**
						D_y= **100+ -г-150** *мм* ^{p}y= **=25** *кГ/см²*	**300**
	КЧ33—8	**33**	_	**23**	**9,5**		

При определении значений принималось:

$°_{доп\ (т)} = \frac{}{n_т}$ допускаемое напряжение по пределу текучести, $я_т$^2,0-М,75;

$°_{доп(в)} = \frac{}{ее}$ допускаемое напряжение по пределу прочности, $я_в$ 5*4,0;

$^{а}_{доп(пл)} = \frac{}{Ппл}$ допускаемое напряжение по пределу ползучести, $п_{пл}$ = 0,9-ь-1,0 при скорости ползучести ЫО"^{7} *мм!мм-ч*\

$°_{допш} = \frac{}{Пдл}$ допускаемое напряжение по пределу длительной прочности, $п_{дл}$^2,0 при длительности нагружения в 100 000 ч.

В качестве допускаемого напряжения $о_{доп}$ принималось наименьшее из полученных.

Величины запасов прочности для болтов и фланцев включают в себя также запасы на возможное влияние следующих факторов: а) превышение усилия затяжки над расчетным, что может иметь место при отсутствии динамометрических ключей, недостаточно качественной прокладке и наличии дефектов механической обработки уплотняющих поверхностей фланцев; б) возникновение дополнительных напряжений от перекоса опорных поверхностей гаек в связи с деформацией фланцев; в) возникновение дополнительных напряжений в связи с влиянием веса трубопровода, создающего моменты и усилия, воспринимаемые болтами фланцевого соединения; г) появление дополнительных напряжений из-за удлинений трубопровода, разности температур фланца и болта, что приобретает особо важное значение в периоды прогрева трубопровода; д) периодическое или разовое повышение давления в результате изменения напора или действия гидравлического (непрямого) удара; е) колебания в величинах прочности металла и возможности дефектов в изготовлении болтов.

Все перечисленное требует увеличения запаса прочности. Однако имеются и такие факторы, которые позволяют в отдельных случаях снизить запасы прочности во фланцах и болтах.

Величина запаса прочности диктуется не только величиной действующих сил, но и характером этих сил, который определяется результатами и степенью опасности их действия. Так, усилие от действия гидравлического давления в арматуре, создаваемого ручным (или приводным) насосом без аккумулятора, менее опасно для обслуживающего персонала, чем усилие от давления, создаваемого сжатым воздухом. В первом случае при возникновении трещины в арматуре давление быстро падает и разрушение детали не создает угрозы обслуживающему персоналу, во втором случае разрушение деталей (в особенности хрупких — чугунных) создает реальную угрозу для рабочего, обслуживающего установку.

Усилия, действующие во фланцевом соединении, также можно разделить на усилия, представляющие меньшую угрозу для работы фланцевого соединения (R_n)> и на усилия, имеющие более опасный характер ($Q_{ср}$).

В процессе эксплуатации реакция прокладки R_n, как правило, может изменяться только в сторону уменьшения, а при возникновении опасного состояния соединения (при чрезмерной деформации фланцев или болтов под действием увеличенной суммарной нагрузки на фланец) величина R_n либо уменьшается, либо сохраняет свое значение, но при этом происходит перераспределение удельных давлений на отдельных участках прокладки. Реакция R_n всегда является результатом действия других сил — упругости болтов, фланцев и прокладки или действия среды,

а работа, которую она может совершить, ничтожно мала. Величина Q_{cp} изменяется пропорционально изменению давления, и при пусках или остановке агрегатов, открывании и закрывании арматуры кратковременное повышение давления может достигать значительной величины. При возникновении опасного состояния соединения величина Q_{cp} может сохранить свое значение вплоть до разрушения фланцевого соединения.

Таким образом, в процессе эксплуатации разрушения фланцевого соединения в связи с действием реакции прокладки R_n произойти не может. Действие усилия Q_{cp} при повышении давления или ослаблении соединения вследствие повышения температуры, либо дефектов изготовления фланцевого соединения и т. п., может вызвать нарушение плотности или разрушение деталей соединений. Следовательно, Q_{cp} является активной силой, реакция прокладки R_n — пассивной силой. Представим себе фланцевое соединение низкого давления при малой величине D_{yy} у которого отношение Q_{cp}/R_n невелико. В таком соединении колебания давления вызовут очень малые изменения напряжений в болтах, запас прочности в процессе эксплуатации будет сохранять свое значение. Поскольку запас прочности в таком соединении выдержан по отношению к пассивной силе, не представляющей опасности для прочности деталей, такое соединение имеет очень высокую степень надежности. Во фланцевых соединениях низкого давления при больших диаметрах прохода D_y отношение $Q_{cp}lR_n$ велико. Колебания давления в таком соединении вызовут почти пропорциональное увеличение нагрузки на болты, в особенности при упругих резиновых уплотнениях. Запас прочности в таком соединении по отношению к действующей величине силы в процессе эксплуатации будет изменяться. Принят он относительно опасной активной силы, действие которой может вызвать разрушение фланца. Следовательно, при формально одинаковых значениях запаса прочности для обоих фланцевых соединений первое соединение имеет «реально» больший запас прочности и представляет меньшую опасность в смысле разрушения, чем второе.

При выборе запасов прочности величина отношения $Q_{cp}lR_n$ может уточнить условия работы фланцевого соединения и позволит принять более обоснованные величины запасов прочности.

5. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВ ПО ПРЕДЕЛЬНЫМ НАГРУЗКАМ

В настоящее время в машиностроении успешно применяется метод расчета на прочность по предельным нагрузкам; он значительно упрощает решение сложной задачи определения прочных размеров фланцевого соединения. Сложную пространственную картину напряжений, возникающих во фланце при его нагрузке, трудно аналитически изучить, так как тензометрирование или моделирование их чрезвычайно затруднено. Кроме того, при

расчете фланцев по наибольшим напряжениям для пластичных материалов не могут быть допущены местные высокие напряжения и некоторые местные пластические деформации, хотя они не имеют существенного значения для прочности фланца, так как носят местный характер, а также в силу того, что явление релаксации напряжений со временем снижает их величину. В то же время, пользуясь даже наиболее современным математическим аппаратом для расчета фланцев и теорией тонких оболочек, мы получаем результаты, очень далекие от точных.

Например, рассматривать фланец толщиной 80—100 *мм* как тонкую пластину можно лишь условно. Правда, все отступления теоретической схемы от действительности более или менее успешно компенсируются введением поправочных коэффициентов, но это очень усложняет схему расчета и не всегда обеспечивает достаточную точность.

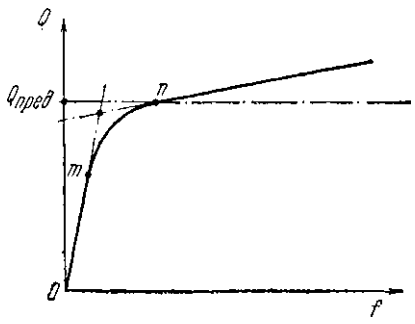


Рис. 504. Кривая прогиба балки при увеличении нагрузки

Расчет фланцев по предельным нагрузкам основан на более простых и четких принципах. Впервые этот метод в применении к фланцам был предложен Л. М. Качановым и разработан совместно с А. А. Захаровым. Теоретические предпосылки при этом методе расчета также исходят из теории тонких пластин, но искажения, вносимые в расчет вследствие значительной толщины фланцев, носят иной характер и не играют такой существенной роли, как в предыдущих методах.

График зависимости прогиба f фланца из пластического материала (сталь) от нагрузки изображен на рис. 504. Указанная на графике зависимость подтверждается экспериментами.

Из графика видно, что до точки т во фланце действуют упругие деформации, которые на участке *mn* переходят в пластические. Можно считать условно, что в точке п образуется пластический шарнир, в результате чего дальнейший прогиб фланца увеличивается при сравнительно небольшом увеличении нагрузки.

Расчетной величиной является предельная нагрузка $Q_{пред}$, создающая пластический шарнир.

Расчет деталей по предельным нагрузкам по сравнению с методом допускаемых напряжений дает разницу в размерах сечений в тех случаях, когда напряжение распределено неравномерно по сечению детали.

Так, например, для балки, лежащей на двух опорах и нагруженной сосредоточенной нагрузкой Q, предельное состояние для

расчета по методу допускаемых напряжений наступит тогда, когда напряжение в крайних волокнах достигнет предельно допустимой величины. Для хрупких материалов это условие действительно

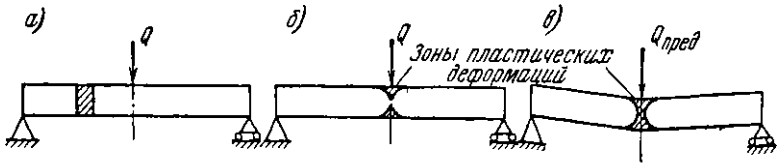
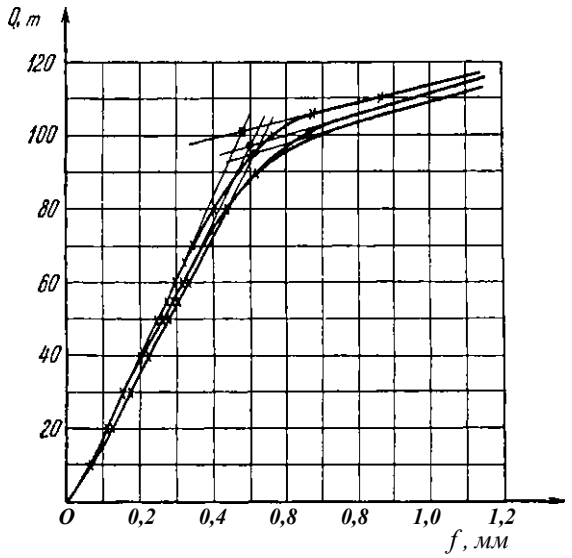


Рис. 505. К расчету балки по методу предельных нагрузок

ограничивает несущую способность балки, так как дальнейшее увеличение нагрузки может вызвать появление трещин и последующее разрушение детали.

Для пластичных материалов при этом условии не будет исчерпана несущая способность балки, так как по мере увеличения



Рис, 506. График изменения прогиба фланца с резьбой М80Х3 при увеличении нагрузки

нагрузки крайние волокна начнут пластически деформироваться в связи с перераспределением напряжений. Несущая способность балки будет увеличиваться до тех пор, пока напряжения во всех волокнах не достигнут предела текучести; в этот момент балка достигнет состояния, соответствующего наличию «пластического шарнира». Это и будет считаться предельным состоянием балки по способу предельных нагрузок.

На рис. 505 последовательно изображены три состояния балки: а — соответствующее упругому состоянию; б — при появлении пластических деформаций; *в* — соответствующее наличию «пластического шарнира».

Предельной нагрузкой на фланец будет считаться такая величина нагрузки $Q_{пр}$ edy при которой во фланце образуется «пластический шарнир». Возможность образования такого явления во фланцах подтверждается экспериментами (рис. 506).

Из вышесказанного следует, что этот метод расчета применим лишь для фланцев из нехрупкого металла, работающего при условиях, когда основной характеристикой прочности является предел текучести.

Расчет стальных фланцев, работающих при высокой температуре, когда характеристикой прочности является предел ползучести или предел длительной прочности, должен производиться по методу допускаемых напряжений.

Расчет жестких фланцев (см. рис. 476) производится по следующей методике. Предельная нагрузка на фланец при $s_1 > h$ определяется по формуле

$$Qnped = lJykh^2o_Tc \quad кГ,$$

где h — толщина фланца в *см* (см. рис. 476);

a_m — предел текучести материала фланца в *кГ/см²;*

Ф — коэффициент, учитывающий влияние отверстий под болты на прочность фланца: ф = 1 при $U_H — \hat{L})_0 — zSj$ < i < 0,25; $_Ф$ = 0,9 при 0,25 < $\frac{D\,h_ £_{o_2\,s\,i}}{}$ < 0,5;

k — коэффициент, $k = 1 + —$; здесь x определяется из уравнения

$$1+x \quad 1 \quad \frac{»o}{D_n} \quad Л_1 \quad {}^{s}l_{h2} \quad \frac{D_6 \;/\; D_6}{D_n \;\backslash\; D_H}$$

с— коэффициент плавности перехода от фланца к трубе, который определяется следующим образом.

Если выдержано условие $l_y \wedge \frac{S1 — s}{S_1 \tilde{} T^s}$ $(D_0 + 2s)$, то считают, что фланец с трубой соединен плавным переходом, и принимают $c = 1$. Если $L < \frac{S\text{-}1 — s}{s_1 \text{-f- } s}$ $(D_0 + 2s)$, то $c < 1$ выбирается по результатам экспериментальных исследований. При отсутствии таких данных фланец можно считать соединенным с трубой без плавного перехода, т. е. снабженным втулкой постоянной толщины. В этом случае принимают $c = 1$, а значение х определяют подбором из уравнения

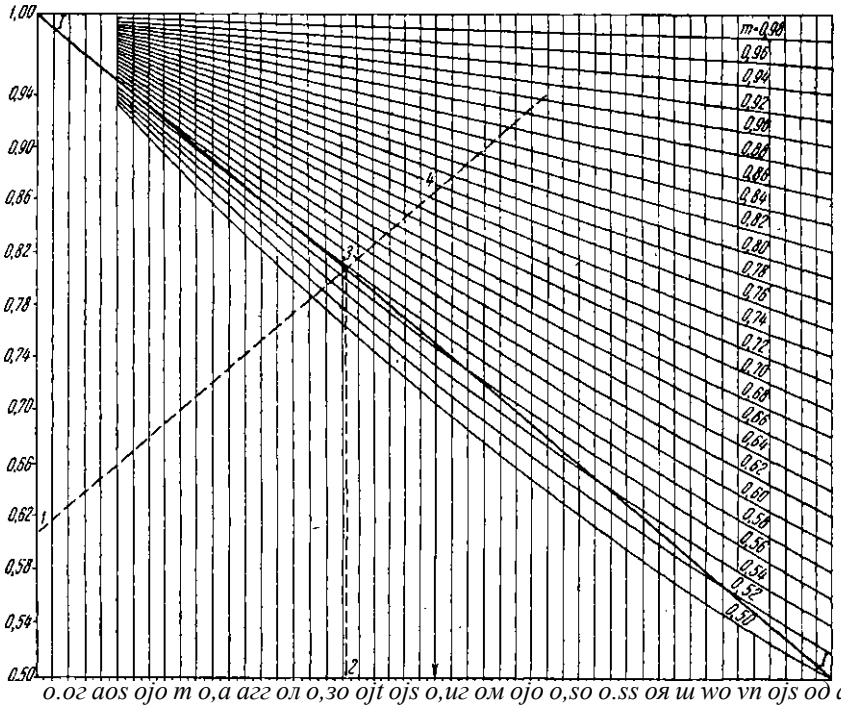
Величину x можно также определить с помощью номограммы (рис. 507), разработанной автором.

Номограмма построена на основе преобразованного уравнения

$$D_б \wedge^{x} D_б \quad 1 - \frac{£o}{D_п} \quad 1 - ft^2 \qquad A_{Oн}$$

имеющего вид $a + Ьx = m^x$, в котором

$$a = A_{D_б} \quad б = A_{O_б} \quad 1 - A_{D_п} \quad 1 - A^г \qquad m = A_{D_н}$$



o.oг aos ojo m o,a aгг ол o,зo ojt ojs o,иг ом ojo o,so o.ss оя ш wo vn ojs oo ass o,so

Рис.507. Номограмма для определения коэффициента*. Пример. Дано: *а* = 0,608, *в* = 0,520, m = 0,758. Решение. 1. Определяем величину *W* = = 0,384. 2. Строим точки *1* и *3* и соединяем их прямой. Из точки *4* опускаем вертикаль, получаем *x*= 0,5

Определение x при помощи графика на рис. 507 производится следующим образом:

определяют значения a, b и т\

вычисляют значение вспомогательного числа ю = $\frac{1-a}{\text{0,0}\cdot f\cdot o}$,

на левой шкале откладывают значение *а* и получают точку /;

на нижней шкале откладывают значение л; = о и получают точку 2;

из точки 2 восстанавливают перпендикуляр; пересечение его с прямой /—/ определяет точку 3; точки 1 и 3 соединяют прямой, которую продолжают до пересечения с кривой соответственно найденному значению т, получают точку *4* (промежуточные значения т находятся между кривыми);

из точки *4* опускают перпендикуляр на шкалу *х* и получают искомое значение *х.*

Расчет свободных фланцев (конструкций, приведенных на рис. 477) производится следующим образом.

Величина предельной нагрузки определяется по формуле

$$Q_{npeд} = lJ < V c k_{\beta} f l^2 \theta_T \quad K\Gamma,$$

где $k_c = 1_1 \cdot + \frac{1}{}$;

Φ_c — коэффициент, учитывающий влияние отверстий под болты на прочность фланца,

Значение определяется из уравнения

$$l + x_c(l \quad \frac{Pc)}{D_M} \int \quad Рб \; I \; Рб \; D_M \; \backslash \; P_н$$

Последнее может быть представлено в виде

$$' \; D_M - D_e \backslash \quad (\; D_б \; D_б \quad J \quad D_H$$

и заменено

$$+ b_c x_c = m^{*c},$$

где

$$\wedge = \frac{P_M}{} \cdot \frac{}{н} = \frac{DM\text{-}DC}{} \cdot \frac{}{,} \frac{m}{m} = \frac{D_б}{AT^*}$$

Номограмму на рис. 507 можно использовать и для определения значений

Для резьбовых фланцев $D_c = D_M$ получаем более простую формулу

$$\frac{}{\text{п}} \quad {}^{u}M$$

$$\& \; Рб$$

Для ускорения расчета резьбовых фланцев может быть использована номограмма на рис. 508, разработанная автором, при помощи которой по известным диаметрам определяется величина

При упрощенном способе расчета применяются следующие формулы приближенных значений коэффициента k_y предложенные А. А. Захаровым:

для свободного фланца (рис. 509)

для фланца с воротником при h 5 s (рис. 509)

для фланца с шейкой при Л и i ^г 0,75/о, где i =

$$1 + \frac{A}{D_6 - D_0 - s} \quad \frac{Pp + s}{D_6} + Л^2$$

для фланца с укороченной шейкой при h s_x и i <5 $0{,}75i_0$

$$k \wedge l + \frac{D_0 + s}{D_6 - D_a} \quad Do \quad \frac{D_0 + s}{D_6} - 1 +$$

$$+ 7F \quad 1 + (\wedge - 1) / Y (2 - Y)$$

ГДе Y $\frac{(s_1 + s)\ ly}{(D_0 + 2s)(s_1 - s)}$ •

Формула для определения k для фланца с воротником применима при условии, что выдержано необходимое соотношение размеров

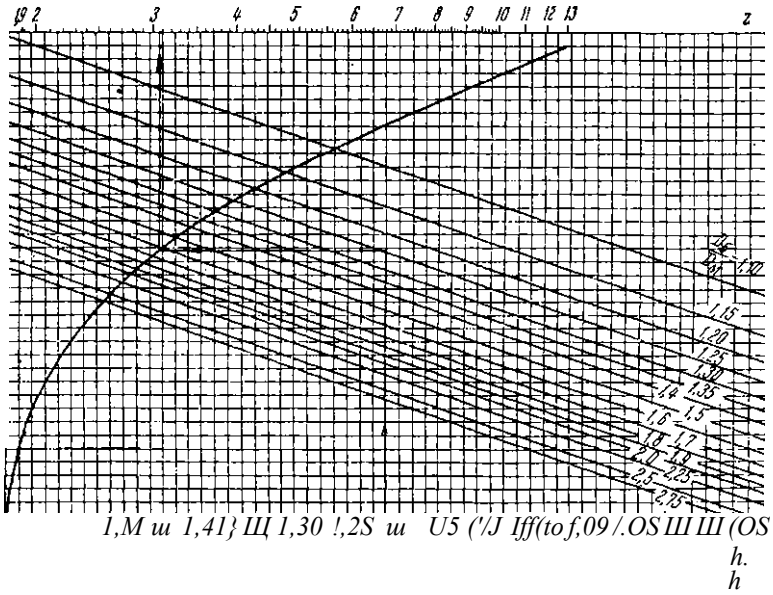
$$\frac{H - h}{У \quad (\quad \wedge \quad)} \quad 1.$$

При

$$\frac{H - h}{Y \ i \ - \ * \ ? \ - \ )} < 1$$

предельная нагрузка быстро уменьшается, приближаясь к значениям предельной нагрузки соответствующего свободного фланца, что требует применения значений k, соответствующих свободному фланцу. Жесткие фланцы показаны на рис. 510.

Допускаемая нагрузка на фланец определяется как часть предельной в зависимости от выбранного запаса прочности Пф. Величина запаса прочности зависит как от свойств металла ^отношения и технологических особенностей изготовления фланца, так и от технических требований к фланцу и условий эксплуатации.



1,M ш 1,41} Щ 1,30 !,2S ш U5 ('/J Iff(to f,09 /.OS Ш Ш (OS

h.
h

Рис. 508. Номограма для определения коэффициента *z* при расчете резьбовых фланцев

Свободный *С воротником*

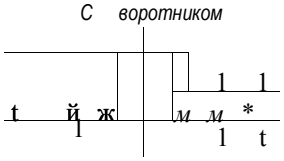


Рис. 509. Фланец Свободный и фланец с воротником

Жесткие



U

Рис. 510. Жесткие фланцы

Допускаемая нагрузка на фланец равна

Л *Q пред*

Для обычной арматуры всех размеров из стали ^ 0,65^ кованой и литой, при давлениях P_y ^ 100 *кПсм*^{2} коэффициент запаса прочности можно принимать равным

$n_ф$ = 1,8;

Г* ДЛЯ кованоЮ арматуры при /^>100 *кГ/см*^{2}

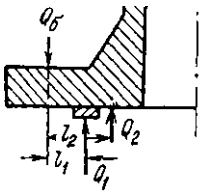


Рис. 511. Схема действия усилии на жесткий фланец

$n_ф$ = 1,8;

для литой арматуры при /^>100 *кГ1см*^{2}

$П_ф$ = 2,0.

После того как определена допускаемая нагрузка на фланец, она должна быть сравнена с усилиями, возникновение которых ожидается во фланце в процессе эксплуатации. Эти усилия являются расчетными, так как их действительная величина неизвестна.

На рис. 511 показана уточненная схема действия сил на фланец.

На схеме: $Q_б$ — усилие от действия болтов (реакция болтов); Qi = $R_п$ — реакция прокладки; $Q_{ср}$ — усилие от действия среды, которое рассматривается как состоящее из двух усилий: Q_3, приложенного к среднему диаметру трубы, и Q_{2i} приложенного между средней окружностью прокладки и внутренней поверхностью трубы; $l_ъ$ /$_2$ и /$_3$ — плечи приложения соответствующих сил.

Усилия приложены к фланцу в разных местах, поэтому следует ожидать, что их влияние на фланец будет зависеть от точек приложения.

Поскольку фланец подвергается изгибу, определим приведенное усилие Q_{npi} приложенное к трубе, которое вызывает момент на фланце, эквивалентный моменту от действия сил, приложенных к фланцу,

Таким образом, допускаемую нагрузку на фланец следовало бы сравнивать с усилием $Q_{пр}$, но иногда это не выполняется. Стальные фланцы, для которых и применим рассматриваемый метод расчета фланцев по предельным нагрузкам, предназначены обычно для работы при высоких давлениях, когда ширину прокладки выдерживают в ограниченных размерах и стремятся прокладку установить возможно меньшего диаметра. В случае, когда с достаточной для практики точностью можно считать, что l_x ^ /$_2$ % /$_3$ расчет по $Q_{пр}$ существенных коррективов не вносит.

Вопрос о величине расчетного усилия для фланцев в арматуростроении еще нельзя считать окончательно решенным. Существует мнение, что фланец должен быть прочнее болтов, для того чтобы разрушение болтов предшествовало разрушению фланцев. Имеются сторонники применения к фланцевому соединению принципа равнопрочности болтов и фланцев. Во всяком случае должно быть выдержано условие

$$Q<t> \quad Q_{6P}.$$

Существует мнение, что целесообразно выдержать и условие

$$Q<p \ <2б-$$

Если $Q_б$ значительно превышает $Q_{бр}$, то последнее условие может повлечь за собой излишнее увеличение толщины фланца.

Помимо приведенных выше методов расчета фланцев предложены и другие формулы, которые по ряду причин широкого распространения пока не получили.

Расчет фланцев на прочность не исчерпывает всех задач, стоящих перед конструктором арматуры, хотя и решает главную из них. Помимо прочности фланец должен обладать достаточной жесткостью, чтобы плотность соединения сохранялась, несмотря на деформации фланца и поворот сечений фланца в радиальном и кольцевом направлениях. Фланцы для малых условных проходов и для высоких давлений, как правило, обладают достаточной жесткостью; более сложно обстоит дело с фланцами для низких давлений и больших проходов. Помимо усилий от давления среды, болтовой нагрузки и реакции прокладки на фланцевое соединение могут действовать и действуют момент от изгиба трубы и момент от скручивания трубы.

Значительное влияние на работу фланцевого соединения могут оказать и вибрации трубопроводов. Для учета влияния вышеуказанных факторов еще не найдено окончательного решения, удобного для практического использования при расчете.

Предлагаемые для этой цели методы расчета отличаются сложностью формул и условностью принятых схем. Работы в направлении решения этих задач продолжаются.

Глава IV. ОБЩИЕ ДЕТАЛИ АРМАТУРЫ

1. РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЕЙ

Условия работы

Винтовая - пара шпиндель—гайка в механизмах управления затворами применяется повсеместно, что объясняется значительными преимуществами этого механизма по сравнению с другими, а именно: простой конструкцией, компактностью и малыми

габаритами, свойством самоторможения, благодаря которому давление среды не может произвольно изменять заранее установленного положения затвора.

В зависимости от условий работы шпиндели арматуры можно разделить на следующие типы (рис. 512): вращаемые, выдвижные и ввинчиваемые.

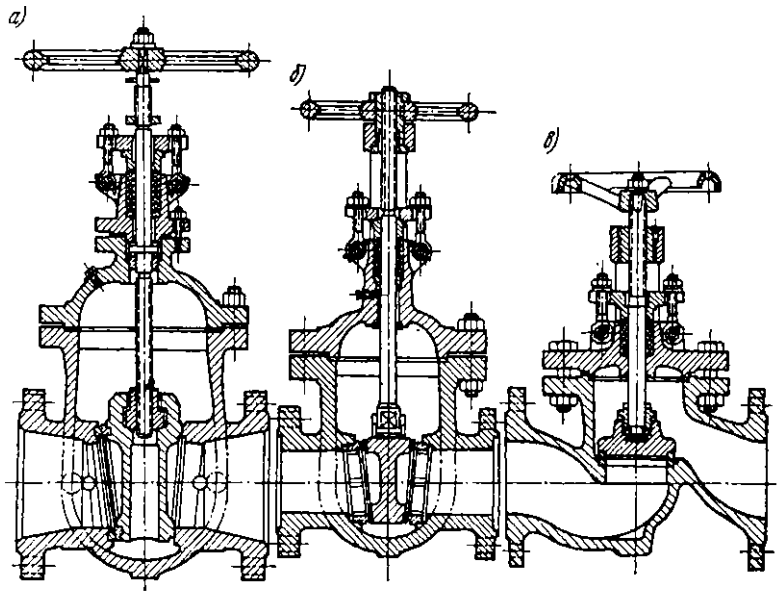


Рис. 512. Типы шпинделей: *а* — вращаемый; *б* — выдвижной; *в* — ввинчиваемый

Шпиндели двух первых типов обычно применяются в задвижках, шпиндели третьего типа используются в конструкциях вентилей.

При вращаемом шпинделе подъем и опускание клина, диска или тарелки осуществляется с помощью гайки, заложенной в клин. Шпиндель имеет только вращательное движение.

Продольное перемещение шпинделя исключено благодаря наличию бурта, который воспринимает нагрузки, действующие вдоль оси шпинделя. Для удобства выполнения расчетов рекомендуется строить эпюры усилий и моментов, действующих на шпиндель.

Поворачивая маховик (или шестерню в электроприводе) при закрывании или открывании задвижки, верхнюю часть шпинделя, до упорного буртика (участок 1—3, рис. 513), подвергаем только действию крутящего момента, приложенного к маховику. В соответствии с этим участок шпинделя 1—3 должен быть рас-

считан на прочность при деформации кручения, а так как наиболее слабым сечением на данном участке обычно является квадратное сечение под маховик, то оно и должно рассчитываться на прочность при кручении моментом $M_м$, приложенным к маховику.

Резьбовой участок шпинделя 3—5 работает при совместном действии растяжения или сжатия и кручения и поэтому должен быть рассчитан на прочность исходя из величины приведенного напряжения.

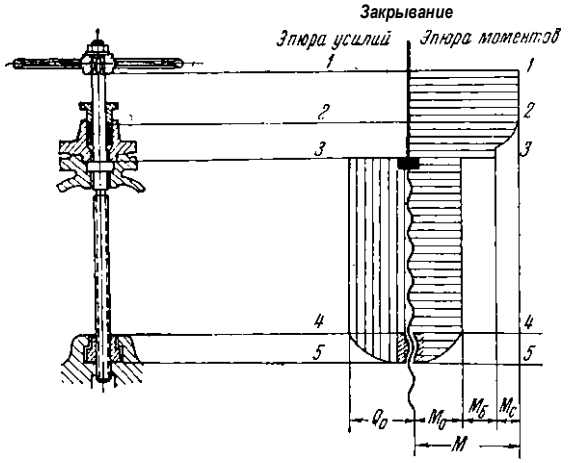


Рис. 513. Эпюра усилий и моментов, действующих на вращаемом шпинделе

Кроме того, шпиндель должен быть рассчитан на продольную устойчивость. Буртик шпинделя проверяется на изгиб, срез и смятие. Проверка прочности резьбы шпинделя обычно не производится. Как правило, гайки шпинделя изготовляются из материала менее прочного, чем материал шпинделя, и поэтому проверяется прочность витков резьбы гайки.

При выдвижном шпинделе управление затвором осуществляется путем вращения гайки, связанной с маховиком (или шестерней электропривода). Шпиндель имеет только поступательное движение. Поворот шпинделя исключен благодаря тому, что головка его имеет прямоугольное или квадратное сечение и входит в паз клина или диска. В вентилях предотвращение поворота шпинделя обычно осуществляется при помощи шпонки.

При вращении маховика на шпиндель передается крутящий момент, за вычетом момента от трения в бурте гайки. Этот момент действует по всей длине шпинделя на всех участках 2—6 (рис. 514).

Осевое усилие Q_0 имеет полную величину на участке 2—5, а на участке 3—4 уменьшается (при закрывании) на величину силы трения в сальнике.

На участке *4—5* усилие несколько меньше Q_0 и имеет величину Qi + Qiun- Так как опасное сечение находится на участке 2—5, поскольку поперечное сечение резьбы меньше сечения шпинделя на участке сальника, и усилие, действующее здесь, больше, то именно этот участок должен рассчитываться на совместное действие крутящего момента и осевого усилия.

Шпиндель должен быть рассчитан на продольную устойчивость. Головка шпинделя имеет заплечики, которые должны быть проверены на изгиб, срез и смятие.

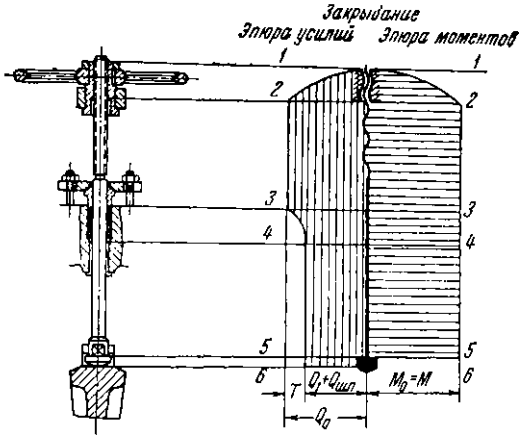


Рис. 514. Эпюра усилий и моментов, действующих на выдвижном шпинделе

В в и н ч и в а е м ы й ш п и н д е л ь совершает в затворе винтовое движение, т. е. вращение вокруг оси, и одновременно с этим опускается или поднимается. Тарелка клапана, связанная шарнирно со шпинделем, перемещается вместе с ним поступательно. Как и при вращаемом шпинделе, постоянный крутящий момент действует на участке *1—2* (рис. 515); на участке *2—3* момент резко снижается, а на других участках величина крутящего момента сравнительно невелика.

Наибольшее усилие-вдоль шпинделя имеет место на участке 3—4. В соответствии с условиями работы сечение квадрата под маховик необходимо рассчитать на действие крутящего момента $М_м$, а резьбовой участок — на совместное действие усилия Q_0 и суммы моментов $M_c + M_ш$. Шпиндель следует проверить на продольную устойчивость.

Заплечики или буртик шпинделя рассчитываются на смятие, изгиб и срез при открывании затвора. В качестве примеров приведены эпюры усилий и моментов, действующих при закрывании затворов; при открывании эпюры будут иметь несколько иной вид, но принцип построения их остается тот же.

Ручное управление арматурой в процессе эксплуатации осуществляется обычно в условиях, при которых контроль действующих усилий и моментов при помощи соответствующей аппаратуры (динамометров и пр.) не представляется возможным, поэтому момент, приложенный к маховику вентиля или задвижки, зависит от физических данных оператора, его квалификации и технической грамотности. В силу этого момент на маховике часто превышает величину, определяемую расчетом, однако он всегда должен ограничиваться разумными пределами, так как, применяя усиливающие рычаги, на маховике легко создать момент, который

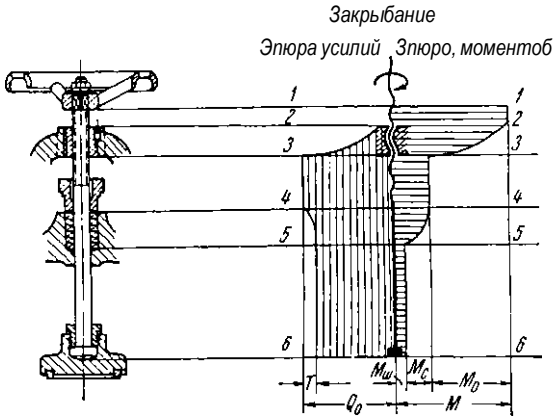


Рис. 515. Эпюра усилий и моментов, действующих на ввинчиваемом шпинделе

во много раз превзойдет расчетный и, следовательно, сможет вызвать поломку деталей. Таким образом, мы имеем две величины моментов и усилий на шпинделе: номинальные, необходимые для управления арматурой, определяемые силовым расчетом и предельные, которые могут возникнуть при управлении арматурой вручную.

Предельным моментом на маховике обычно считают такой момент, который может быть создан человеком со средними физическими данными. В тех случаях, когда управление должно производиться двумя операторами одновременно, предельным моментом считается такой, который создается на маховике или рукоятке при действии двух человек одновременно.

Нельзя вовсе пренебрегать возможностью возникновения предельного момента, но в то же время ориентироваться лишь на предельный момент не следует, так как это может вызвать чрезмерное и к тому же необоснованное увеличение размеров арматуры со всеми вытекающими отсюда последствиями. Поэтому основной расчетной величиной должна являться величина

моментов и усилий на шпинделе, определяемая силовым расчетом, т. е. величина номинального усилия и момента на маховике.

Если арматура предназначена не для установок, обслуживаемых специально подготовленными людьми, а для магистральных трубопроводов, то при определении предельного момента на маховике для расчета шпинделя на прочность данные диаграммы, приведенные на рис. 393, целесообразно увеличить в 1,3—1,4 раза. Это связано с тем, что при закрывании арматуры в отдельных случаях человек может приложить на маховике усилие примерно в 1,5 раза больше указанного на диаграмме.

При действии предельного момента должна быть обеспечена достаточная прочность, однако запас прочности при этом может быть снижен. Меньшие запасы прочности при действии предельного момента допустимы потому, что эти моменты в арматуре должны появляться лишь как исключение.

Расчет прочности сечений

Прочность всех сечений, несущих нагрузку, должна быть проверена. Расчет прочности сеченлй должен быть произведен в соответствии с условиями работы деталей и может быть выполнен либо методом допускаемых напряжений, либо методом допускаемых нагрузок. Последний метод является наиболее совершенным и позволяет точнее определять несущую способность деталей, т. е. более полно исчерпывать возможности конструкции. Однако метод расчета по допускаемым нагрузкам еще недостаточно полно разработан для различных условий работы деталей арматуры и поэтому может быть применен не во всех случаях.

Характер деформаций в различных сечениях для основных типов шпинделей определяется в соответствии с эпюрами, изображенными на рис. 513, 514, 515. Для удобства выполнения расчета сечений шпинделя, пользуясь числовыми величинами, полученными при расчете по формулам, необходимо построить эпюры усилий и моментов, действующих на шпиндель.

Сечения шпинделя могут работать при следующих деформациях: растяжения или сжатия, кручения, кручения и растяжения или кручения и сжатия, продольного изгиба.

При расчете должна быть учтена рабочая температура среды. Расчет на ползучесть материала шпинделей, работающих при высоких температурах, можно не производить, так как влияние ползучести на работу шпинделей ничтожно мало. Шпиндели, как правило, при эксплуатации арматуры периодически перемещаются, и каждая новая установка шпинделя при закрывании арматуры компенсирует изменение длины шпинделя, вызванное явлением ползучести.

Шпиндель подвергается длительной нагрузке обычно при закрытом затворе, когда на него действуют сжимающие усилия.

Растягивающие усилия возникают лишь при открывании арматуры и действие их кратковременно. Поэтому величина предела длительной прочности материала шпинделей, работающих при высокой температуре, как правило, не имеет значения. В специальных конструкциях, где шпиндель или шток подвергаются длительной растягивающей нагрузке при высокой температуре, необходимо произвести проверку на длительную прочность сечений, подвергаемых растяжению.

Таблица 153

Значения коэффициента т

Наружный диаметр резьбы шпинделя в *ММ*	*m*
До 80	**1,0**
81—100	**0,95**
101—120	**0,90**

Расчет сечений, работающих на растяжение или сжатие, по методу допускаемых нагрузок и методу допускаемых напряженийдает один и тот же результат, так как действующие напряжения распределены равномерно по всему сечению детали; поэтому расчет данных сечений ведется только по методу допускаемых напряжений.

Сечения, работающие на сжатие или растяжение без действия крутящего момента, встречаются в арматуре сравнительно редко: в разъемных шпинделях вентилей высокого давления, в шпинделях сильфонных и соленоидных вентилей, в предохранительных клапанах и некоторых других конструкциях.

Расчет сечения ведется по формуле

$$Q_{рас4} \wedge \quad otl\ У$$

где $Q_{расН}$ — расчетная нагрузка в *кГ*

$\}_р$ — рабочее сечение шпинделя в $см^2$\

$o_{д0П}$ — допускаемое напряжение в $кГ/см^2$.

Допускаемое напряжение определяется по формуле

$$°_{доп} = {}^{a}{}_{доп}{}^{m}>$$

где $o'_{доп}$ — основное допускаемое напряжение в $кГ1см^2$\

т — коэффициент, учитывающий уменьшение прочности материала при увеличении диаметра заготовки шпинделя (табл. 153).

Расчетные величины механических характеристик сталей для шпинделей приведены в табл. 154.

Значение величины основного допускаемого напряжения (без учета *m)* определялось из выражений

$$^{\wedge}{}_{доп,\ кр} \wedge O>()5(Jd0)_{пе\ раст,}$$

где л© — запас прочности (табл. 155).

Таблица 154

Расчетные величины механических характеристик сталей для шпинделей

Марка стали	Механические характеристики в $кГ/мм^2$	Температура шпинделя в °С											
		20	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
ВМСт.Бсп ВКСт.бсп	$\sigma_в$	50,0	48,0	48,0	46,0	44,0	42,0	40,0					
	($T_г$	29,0	24,0	21,0	17,5	15,0	13,0	11,0					
	$\sigma_п$	25,0	21,0	18,0	15,0	13,0	12,0	10,0					
	E	21 100	19 000	18 500	17 900	17 500	17 100	15 700					
35	$\sigma_в$	56,0	56,0	56,0	56,0	53,0	51,0	43,0	36,5	29,7	19,7		
	$\sigma_т$	32,0	27,0	23,0	21,0	20,0	18,0	17,0	14,0	11,8	8,3	–	–
	$\sigma_п$	31,0	23,5	21,8	20,0	18,0	16,0	14,0	12,0				
	E	21 100	19 000	18 500	17 900	17 500	17 100	15 700	14 300	–	–		
40Х	$\sigma_в$	95,0	90,0	90,0	89,0	80,0	70,0	60,0	50,0				
	$\sigma_т$	80,0	72,0	71,0	69,0	65,0	62,0	55,0	44,0				
	$\sigma_п$	64,0	55,0	53,5	52,0	48,0	43,5	39,0	37,0				
	E	21 900	20 800	20 450	20 100	19 600	19 100	18 600	18 000				
38ХМЮА 38ХВФЮ (в азотированном виде)	$\sigma_в$	100,0	90,0	88,5	87,0	81,0	75,0	70,0	65,0	60,0			
	$\sigma_т$	85,0	77,0	74,5	72,0	68,0	63,0	58,0	50,0	42,0			
	$\sigma_п$	66,0	58,0	55,0	53,0	49,0	44,0	41,0	39,0	32,0			
	E	20 300	19 500	19 000	18 700	18 300	18 000	17 500	17 000	16 800			

Продолжение табл. 154

Марка стали	Механические характеристики в кГ/мм²	Температура шпинделя в °С											
		20	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
25Х2МФА (ЭИ10)	$O_в$	95,0	90,0	86,0	82,0	78,0	73,0	70,0	64,0	56,0	–	–	–
	$o_т$	80,0	78,0	74,0	70,0	66,0	62,5	60,0	59,0	50,0			
	$O_п$	64,0	62,0	57,0	53,0	48,0	43,5	40,2	40,0	38,0			
	E	21 700	20 600	20 200	19 800	19 400	19 100	18 600	18 000	17 400			
1Х17Н2	$O_в$	80,0	79,0	78,0	76,0	74,0	72,0						
	$O Г$	60,0	59,0	58,0	56,0	54,0	52,0						
	$O_п$	43,5	43,0	42,0	41,0	37,8	34,5						
	E	18 000	17 500	17 250	17 000	16 750	15500						
2Х13 (ЭЖ2)	$O_в$	66,0	65,0	61,0	55,5	53,0	53,0	48,0	44,0	35,0	–	–	–
	$O_т$	45,0	42,0	41,0	40,0	39,5	39,0	38,0	36,5	28,5			
	$O_п$	36,0	34,0	32,0	31,0	30,0	29,0	28,0	27,0	22,0			
	E	22 300	21 200	20 800	20 400	19 850	19 300	18 850	18 400	17 800			
ЭИ654	$O_в$	73,0	63,0	61,0	58,0	57,5	57,0						
	$O_т$	45,0	38,0	36,0	35,0	33,0	31,0						
	$O_п$	22,5	19,0	18,0	17,0	15,5	14,5						
	E	18 000	17 600	17 400	17 000	16 400	16 000						

Продолжение табл. 154

Марка стали	Механические характеристики в кГ/мм²	Температура шпинделя в °С											
		20	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Х18Н10Т	$\sigma_в$	55,0	48,0	48,0	46,0	45,0	44,0	44,0	43,0	40,0	36,0	35,5	30,0
	$a_т$	20,0	20,0	19,0	17,8	16,2	15,0	14,5	14,0	13,5	13,0	12,0	12,0
	$\sigma_п$	14,4	14,4	14,4	13,0	13,0	12,0	12,0	12,0	11,0	11,0	11,0	–
	E	20 200	19 300	18 900	18 500	18100	17 700	17 300	16 900	16400	16 000	15 500	–
Х18Н12М2Т (ЭИ448) Х18Н12М3Т (ЭИ432)	$\sigma_в$	55,0	46,3	46,3	46,2	46,0	45,6	45,0	44,0	43,0	40,4	–	–
	$\sigma_т$	22,0	17,6	17,0	16,9	16,0	15,0	14,0	13,5	13,0	12,5		
	$\sigma_п$	15,0	14,0	13,8	13,5	13,0	12,0	11,0	10,0	9,0	7,7		
	E	19950	19 300	18 900	18 500	18 000	17 700	17 300	16 800	16400	15900		
ХН35ВТ (ЭИ612)	$\sigma_в$	75,0	72,0	72,0	70,0	70,0	68,0	67,0	65,0	64,0	61,0	49,0	44,0
	$\sigma_т$	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	38,0	38,0	36,0	35,0	35,0
	$\sigma_п$	35,5	35,0	35,0	35,0	35,0	34,5	34,5	34,0	33,0	32,0	29,0	29,0
	E	20 200	19 400	19 200	19000	18 600	18 300	18 000	17 700	17 300	16 900	16 400	16 100
4Х14Н14В2М (ЭИ69)	$\sigma_в$	65,0	65,0	65,0	65,0	65,0	65,0	64,0	62,0	58,0	50,0	44,5	34,5
	$\sigma_т$	34,0	32,0	32,0	31,0	30,0	29,0	28,0	27,0	26,0	25,5	24,0	22,0
	$\sigma_п$	33,0	31,0	31,0	30,0	29,0	28,0	27,0	26,0	25,0	24,5	23,0	21,0
	E	21200	20100	19 400	18 800	18 300	17 800	17 300	16 900	16600	16 000	15700	15200

Примечание. Механические характеристики легированных сталей даны с учетом термообработки.

Таблица 155

Значения коэффициента rt_0

	Коэффициент По		^{a}г	Коэффициент n_0	
	при сжатии	при растяжении		при сжатии	при растя-женин
0,40	1,30	1,50	0,72	2,00	2,20
0,45	1,35	1,55	0,74	2,10	2,30
0,50	1,40	1,60	0,76	2,20	2,40
0,55	1,50	1,70	0,78	2,30	2,50
0,60	1,60	1,80	0,80	2,40	2,60
0,63	1,70	1,90	0,82	2,50	2,70
0,66	1,80	2,00	0,84	2,60	2,80
0,70	1,90	2,10	0,86	2,70	2,90

В табл. 156 приведены основные допускаемые напряжения при расчете шпинделей арматуры.

Сечения, работающие на **кручение**, обычно рассчитываются по методу допускаемых напряжений

$$M_{расч} \quad W_K x_{dony}$$

где $M_{расч}$ — расчетный момент в *кГ-см;*

W_K — момент сопротивления при кручении в $см^3$;

^{x}доп — допускаемое напряжение при кручении в $кГ/см^2$.

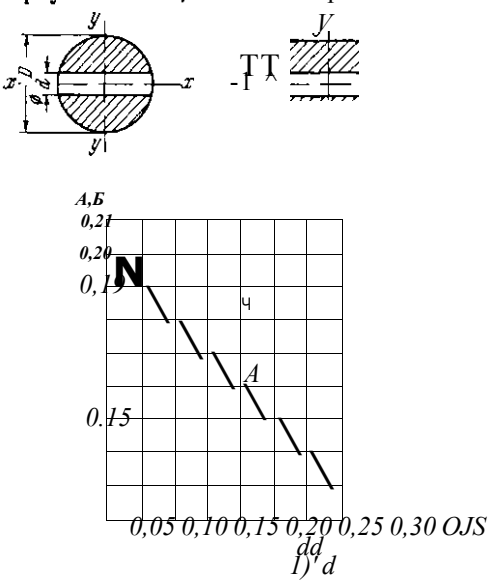


Рис. 516. Значения коэффициентов А и Б

Шпиндели, подвергающиеся кручению, имеют обычно круглое и реже квадратное сечение. Некоторые сечения ослабляются отверстием под штифт (рис. 516) или пазом под шпонку. Точное определение наибольших напряжений в этом случае может быть достигну то методом теории упругости, что связано с необходимостью выполнения сложных вычислений.

Для приближенного вычисления с достаточной для практики точностью значений W_K круглого и квадратного сечений, ослабленных отверстием, приводятся табл. 157 и графики на рис. 516.

Марка стали	Температура									
	20			200						250
	Допускаемое									
ВМ Ст. 5сп	1850	1650	1050	1750	1700	1500	950	1600	1550	1350
ВК Ст. 5сп										
35	2100	1850	1200	1950	1950	1750	1100	1850	1750	1500
40Х	3000	2800	1800	2900	3000	2750	1800	2850	3000	2750
38ХМЮА, 38ХВФЮ (в азотированном виде)	3150	2950	1900	3050	2800	2600	1700	2700	2800	2600
25Х2МФА	3000	2800	1800	2900	2750	2600	1700	2650	2700	2500
1Х17Н2	2800	2550	1650	2650	2750	2500	1600	2600	2750	2500
2Х13	2450	2200	1450	2300	2400	2150	1400	2250	2250	2000
ЭИ654	2700	2400	1550	2550	2400	2100	1350	2250	2300	2000
Х18Н10Т	1550	1350	900	1450	1500	1300	850	1400	1450	1250
Х18Н12М2Т (1)	1700	1450	950	1550	1350	1150	750	1250	1300	1150
Х18Н12М3Т	2700	2400	1550	2550	2600	2300	1500	2450	2600	2300
ЭИ612	2350	2050	1350	2200	2300	2000	1300	2150	2300	2000

Марка стали	Температура									
	450			500						550
	Допускаемое									
ВМ Ст. 5сп	850	750	500	800						
ВК Ст. 5сп										
35	1300	1150	750	1200	1100	950	600	1000	900	800
40Х	1750	1650	1050	1700	1550	1450	950	1500		
38ХМЮА, 38ХВФЮ (в азотированном виле)	2250	2100	1350	2150	2200	2050	1350	2100	2200	2000
25Х2МФА	2200	2000	1300	2100	1900	1750	1150	1800	1700	1600
2Х13	1600	1500	950	1550	1400	1300	850	1350	1150	1050
ЭИ654										
Х18Н10Т										
Х18Н12М2Т	1100	950	600	КОО	105Э	950	600	1000	1050	900
Х18Н12М3Т	1100	?50	600	1000	1050	900	600	950	1000	850
ЭИ612	2500	2200	1450	2350	2400	2100	1350	2250	2400	2100
4Х14Н14В2М	2100	1800	1150	1950	2000	1750	1150	1850	1950	1700

при кручении

$\tau_{доп.}$ *кр*

при сложной дефор-

мации $\sigma_{доп.}$ *прив*

при сжатии

$\sigma_{доп.}$ *сж*

при растяжении

$\sigma_{доп.}$ *раст*

при кручении

$\tau_{доп.}$ *кр*

при сложной дефор-

мации $\sigma_{доп.}$ *прив*

при сжатии

$\sigma_{доп.}$ *сж*

при растяжении

$\sigma_{доп.}$ *раст*

при кручении

$\tau_{доп.}$ *кр*

при сложной дефор-

мации $\sigma_{доп.}$ *прив*

при сжатии

$\sigma_{доп.}$ *сж*

при растяжении

$\sigma_{доп.}$ *раст*

при кручении

$\tau_{доп.}$ *кр*

при сложной дефор-

мации $\sigma_{доп.}$ *прив*

при кручении

$\tau_{доп.}$ *кр*

при сложной дефор-

мации $\sigma_{доп.}$ *прив*

при сжатии

$\sigma_{доп.}$ *сж*

при растяжении

$\sigma_{доп.}$ *раст*

при кручении

$\tau_{доп.}$ *кр*

при сложной дефор-

мации $\sigma_{доп.}$ *прив*

при сжатии

$\sigma_{доп.}$ *сж*

при растяжении

$\sigma_{доп.}$ *раст.*

при кручении

$\tau_{доп.}$ *кр.*

при сложной дефор-

мации $\sigma_{доп.}$ *прив*

Таблица, 157

Значения коэффициентов Л и Б

$\frac{d}{D}$ или $\frac{d}{a}$	*А*	*Б*	$\frac{d}{D}$ или $\frac{d}{a}$	*А*	*Б*
0,10	**0,179**	**0,198**	**0,23**	**0,154**	**0,182**
0,11	**0,177**	**0,197**	**0,24**	**0,152**	**0,181**
0,12	**0,175**	**0,196**	**0,25**	**0,150**	**0,179**
0,13	**0,173**	**0,194**	**0,26**	**0,148**	**0,178**
0,14	**0,171**	**0,193**	**0,27**	**0,146**	**0,177**
0,15	**0,169**	**0,192**	**0,28**	**0,144**	**0,176**
0,16	**0,167**	**0,191**	**0,29**	**0,143**	**0,174**
0,17	**0,166**	**0,189**	**0,30**	**0,141**	**0,173**
0,18	**0,164**	**0,188**	**0,31**	**0,139**	**0,172**
0,19	**0,162**	**0,187**	**0,32**	**0,137**	**0,171**
0,20	**0,160**	**0,186**	**0,33**	**0,135**	**0,169**
0,21	**0,158**	**0,184**	**0,34**	**0,133**	**0,168**
0,22	**0,156**	**0,183**	**0,35**	**0,131**	**0,167**

Для определения W_K круглого сечения применяется формула

$$W_K = AD\backslash$$

для квадратного сечения

$$W_K = Ба^*.$$

Величины, представленные в табл. 157, вычислены следующим образом.

Для круглого сечения $W_K = AD^3$ (не прибегая к сложным методам теории упругости), упрощенно принимаем

где

$$J^* = -W\left[\arccos\wedge + \text{''}1 - 2\ \text{ж}\text{Ж}^1 \sim \text{ж}\right];$$

$$J_T = \frac{\text{n D i}}{12}\ dD\%,$$

откуда

$$- 0>\{\pm [\arccos A + .- .(, _{2}\ £)\ /l - -J] +$$

$$^{32}\ 6\ DJ$$

852

Для квадратного сечения $W_K = £a^3$. Точное решение данной задачи также требует применения методов теории упругости. Решаем задачу приближенно.

Для сплошного квадрата

$$J'_p = 0{,}167a^4; \quad J'_K = 0{,}140a^4; \quad W'_K = 0{,}208a^3;$$

следовательно,

$$= 0{,}843.$$

J_P

В нашем случае

Принимаем ^ 0 , 8 4 3 ^ [2 - 4 - (4) '] .

Для сплошного квадрата

$$\mathbf{K} _ \mathbf{1{,}48} _$$

K

Принимая в нашем случае такое же соотношение, имеем

$$\mathbf{\wedge = 0{,}1040» \ [\ 2 - 4 _ (\ 4\ )^{a}\ ] .}$$

Шпиндели, имеющие шпоночные пазы, расчитываются предварительно в обычном порядке, затем после определения диаметра для компенсации ослабления сечения шпоночным пазом диаметр шпинделя увеличивают, умножая его на коэффициент 1,05,—при одной шпонке, на 1,10 — при двух шпонках.

Расчет сечений работающих на кручение и растяжение или на кручение и сжатие, рассматривается здесь совместно в связи с тем, что характер действия деформаций в этих случаях имеет много общего, а также еще потому, что сечение в шпинделях, работающее при закрывании на кручение и сжатие, при открывании работает на растяжение и кручение.

Напряжения в рассматриваемых сечениях являются результатом сложной деформации, поэтому при расчете необходимо ориентироваться на приведенные напряжения, величина которых определяется по соответствующей формуле в зависимости от принятой теории прочности. Шпиндели арматуры, как правило, изготовляются из пластичных материалов, поэтому для расчета принимается теория наибольших касательных напряжений. Согласно этой теории, приведенное напряжение в материале определяется по формуле

$$\sigma_{прив} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_к},$$

следовательно, для обеспечения прочности необходимо выдержать условие

$$\sigma_{доп.\,прив} \geq \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_{л.}^2}$$

Для упрощения расчетов можно выполнить преобразование, заменив формулу

$$\sigma_{доп.} \geq \sqrt{\sigma^2 + \ldots} \qquad +$$

выражением

$$\sigma_{доп.\,прив} \geq$$

где

Расчет на продольную устойчивость (продольный изгиб) является обязательным лишь для шпинделей, длина которых более чем в 8 раз превышает диаметр. По сравнению с расчетом стержней, обычно находящихся под постоянно действующей нагрузкой (весом), расчет на продольную устойчивость шпинделей затворов имеет свои особенности.

1. Разрушение шпинделя под действием чрезмерно большого усилия не может произойти внезапно, как это может случиться с колоннами, стойками и другими элементами сооружений.

2. Расчет шпинделей обычно ведут исходя из условий шарнирного закрепления обоих его концов, в то время как соединение шпинделя с гайкой в выдвижных и ввинчиваемых шпинделях несколько приближает условия работы этой части шпинделя к условиям заделки. В некоторых конструкциях вращаемых шпинделей нижний конец его находится в условиях, близких к условиям свободной опоры.

3. Шпиндель проходит через сальниковое устройство, которое хотя и не может считаться надежной опорой из-за значительного зазора в сопряжении и упругих свойств набивки, но все же оказывает значительное поддерживающее влияние, которое должно быть учтено.

4. Нижняя часть шпинделя в некоторых конструкциях имеет плохо центрируемую опору, и усилие к шпинделю может быть приложено с большим эксцентриситетом относительно его оси.

5. Шпиндель не представляет собой цилиндрический стержень постоянного сечения, какой обычно принимается при расчете, а имеет выточки и утолщения в виде бурта. Расчетной величиной считается внутренний диаметр резьбы шпинделя; некоторое упрочняющее влияние резьбы (по отношению к внутреннему диаметру) может быть учтено лишь приближенно. Точный расчет шпинделя с учетом влияния его утолщенной цилиндрической части не производится из-за сложности и громоздкости. Одновременно с этим

необходимо иметь в виду, что наличие нарезки может несколько снизить пластические свойства материала.

6. Теоретически влияние действия крутящего момента на продольную устойчивость должно как-то сказаться. Анализ величин показывает, что этим влиянием при расчете шпинделей можно пренебречь.

Совместное действие крутящего момента и сжимающей нагрузки определяется формулой

$$4\pounds V^{a}\ ''z'\ EJ\ \sim\ I^{z}\ >$$

откуда

$$Q_{кр} = EJ\left(\frac{\pi^2}{l^2} - \frac{M_к^2}{4E^2J^2}\right).$$

В скобках знаменатель правого члена настолько велик по сравнению с его числителем, что величина дроби будет очень мала, и, отбросив второй член в скобке, мы лишь несколько увеличим запас на продольную устойчивость.

При расчете шпинделей на продольную устойчивость очень важно выбрать схему, правильно отображающую условия работы шпинделя, и определить расчетную длину его рабочей части.

В шпинделях вращаемого типа с ручным приводом схема расчета и расчетная длина определяются сравнительно легко. В шпинделях остальных двух типов за расчетную длину можно принять либо всю длину /, либо наибольшую из величин и $/_2$ (рис. 517).

Существует мнение, что на продольную устойчивость влияет общая длина /, которая и должна считаться расчетной. Действительная величина критической нагрузки, вызывающая разрушение шпинделя, будет значительно больше, нежели критическая нагрузка, рассчитанная с учетом длины /, что объясняется поддерживающим влиянием сальникового устройства, которое в случае деформации шпинделя при продольном изгибе явится промежуточной опорой.

Если проследить за поведением шпинделя при возрастании действующей нагрузки, то можно обнаружить, что до тех пор, пока нагрузка не достигнет величины критической нагрузки Q_{Kp}а) при соответствующей длине шпинделя /, шпиндель будет находиться в устойчивом состоянии; когда нагрузка превысит величину Q_{Kp}а), шпиндель начнет изгибаться и получит прогиб на величину, допускаемую зазором между шпинделем и втулкой крышки. После того как шпиндель в своей средней части упрется в стенку втулки или тело крышки (при отсутствии втулки), схема работы его на продольную устойчивость изменится. Расчетными величинами становятся и $/_2$, шпиндель приобретает большую устойчивость. Отсюда, однако, не следует, что расчет можно производить исходя из условий второго периода работы шпинделя, так как при

работе арматуры следует обеспечить наиболее легкую управляемость и гидравлическую плотность соединений, в особенности подвижных сопряжений. С этой точки зрения, работа шпинделя по схеме второго периода крайне нежелательна, так как при этом

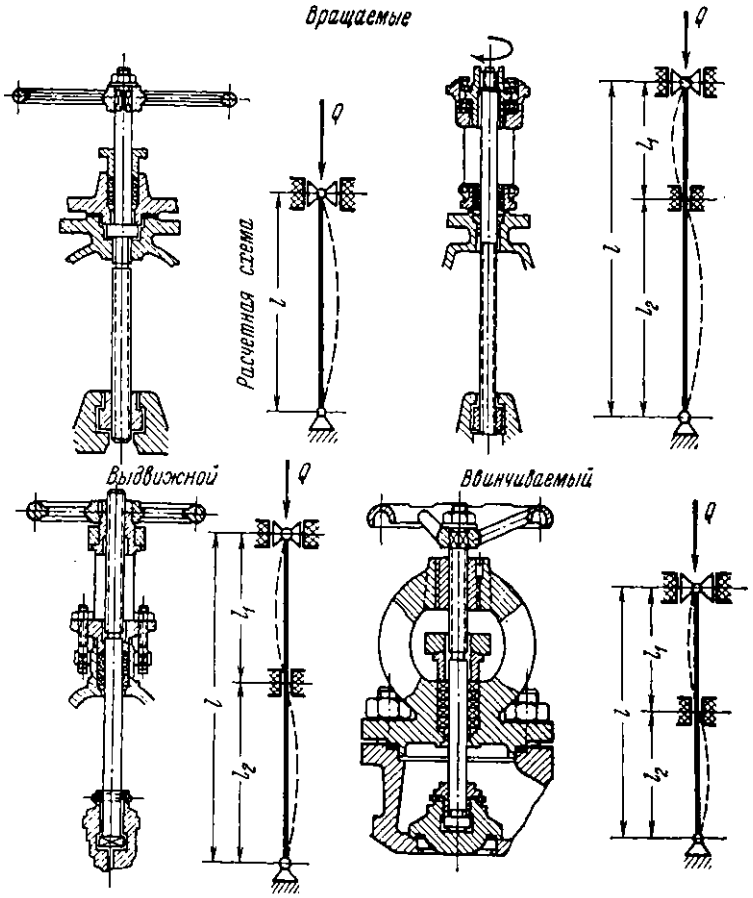


Рис. 517. Расчетные схемы шпинделей при проверке на продольную устойчивость

может резко возрасти трение во втулке (а возможно и в гайке шпинделя) и увеличится опасность заедания шпинделя во втулке сальника. Условия работы сальникового узла значительно ухудшаются.

В связи с этим целесообразно нагрузку на шпиндель поддерживать не выше критической при расчетной длине шпинделя /. Вместе с тем, учитывая, что величина эта не определяет прочности шпинделя, запас по отношению к критической нагрузке в этих

условиях можно принимать сравнительно небольшим. Предельно допустимая нагрузка на шпиндель не должна превышать наименьшую из величин

$$Q_{don\ (/)} = \frac{Q_{Kp(l)}}{n} > Q_{don(li)} = \frac{S_{кр\{1_x\}}}{n}; \quad Ч_{don\{1_2\}} = \frac{Q_{кр}}{2,5}$$

Если втулка крышки расположена близко к середине шпинделя, то критическая нагрузка, определяемая величинами и $/_2$, будет примерно в 4 раза больше Q_{Kp}а), поэтому производить расчет величин Q_{don} и $Q_{don(i_l)}$ нет необходимости, так как $Q_{donih)} > Q_{don(l)}$ и $Q_{don\ (/,)} \quad Q_{don\ (I)}$.

В схемах, изображенных на рис. 517, все концы шпинделей представлены как шарнирно закрепленные, так как часть шпинделя, входящая в гайку, хотя и направляется на некоторой длине, но не может считаться закрепленной в связи с зазором в резьбе.

Свободный конец шпинделя, упирающийся в клин задвижки, также может условно рассматриваться как шарнирно закрепленный, так как сила трения, возникающая между головкой шпинделя и клином, при значительном коэффициенте трения не позволяет головке шпинделя скользить по торцу клина.

Основной расчетной формулой для определения устойчивости длинных стержней является формула Эйлера

$$Ч_{Кр} = \frac{\pi^2 EJ}{(1л/)2} >$$

где Q_{KP} — критическая нагрузка стержня в *кГ*

E — модуль упругости материала в *кГ/см*^{2};

J — момент инерции сечения в *см**;

I — длина стержня в *см*

[г — коэффициент длины, зависящей от характера закрепления.

Основным является случай шарнирного закрепления концов стержня, когда \i = 1.

При одном свободном и другом защемленном конце \i = 2; при обоих защемленных концах \i =

В расчетах на продольную устойчивость большое значение имеет величина гибкости стержня X, которая определяется по формуле

где i — радиус инерции. Для круглого сечения / =

Формула Эйлера применима лишь при условии, что напряжение в стержне в момент потери устойчивости не превосходит предела пропорциональности, т. е. $о_к \wedge о_п$, но

$$о_к = \frac{л^2 E}{X^2} >$$

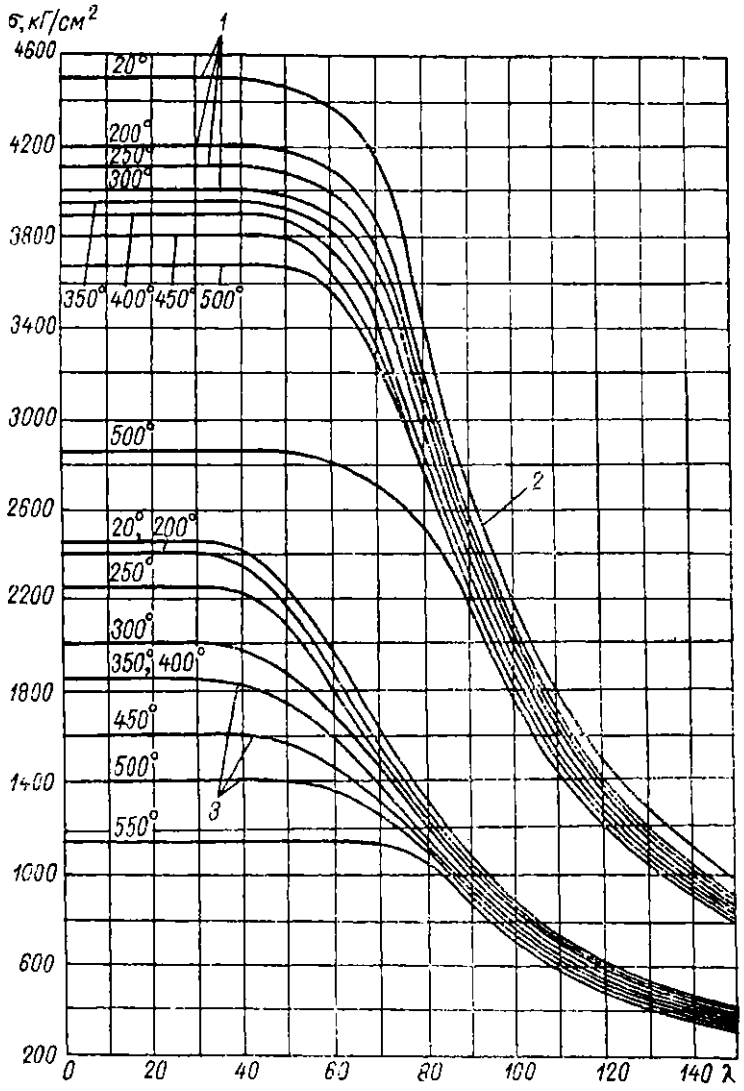


Рис. 518. Кривые критических и допускаемых напряжений на шпинделях из стали 2Х13 при различных температурах:

/ _ пределы текучести; 2 — критические напряжения; 3 — допускаемые напряжения при расчете по 1_X или $/_x$

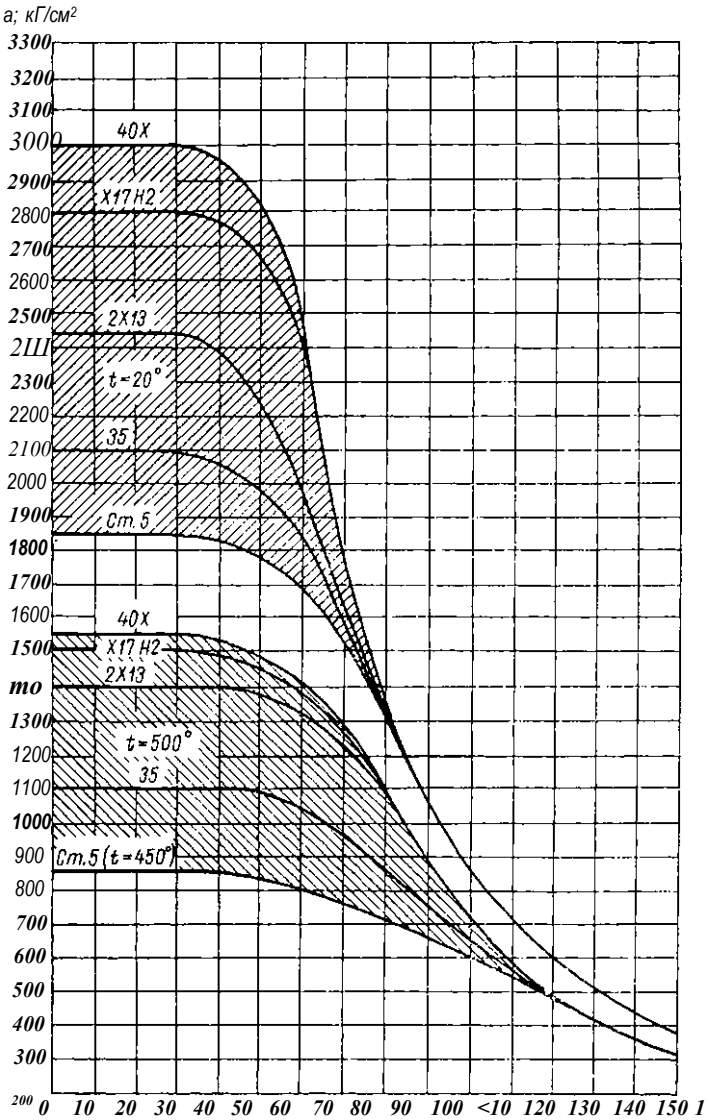


Рис. 519. Допускаемые напряжения сжатия в шпинделях из разных сталей при температурах / = 20° С и *t* = 500° С

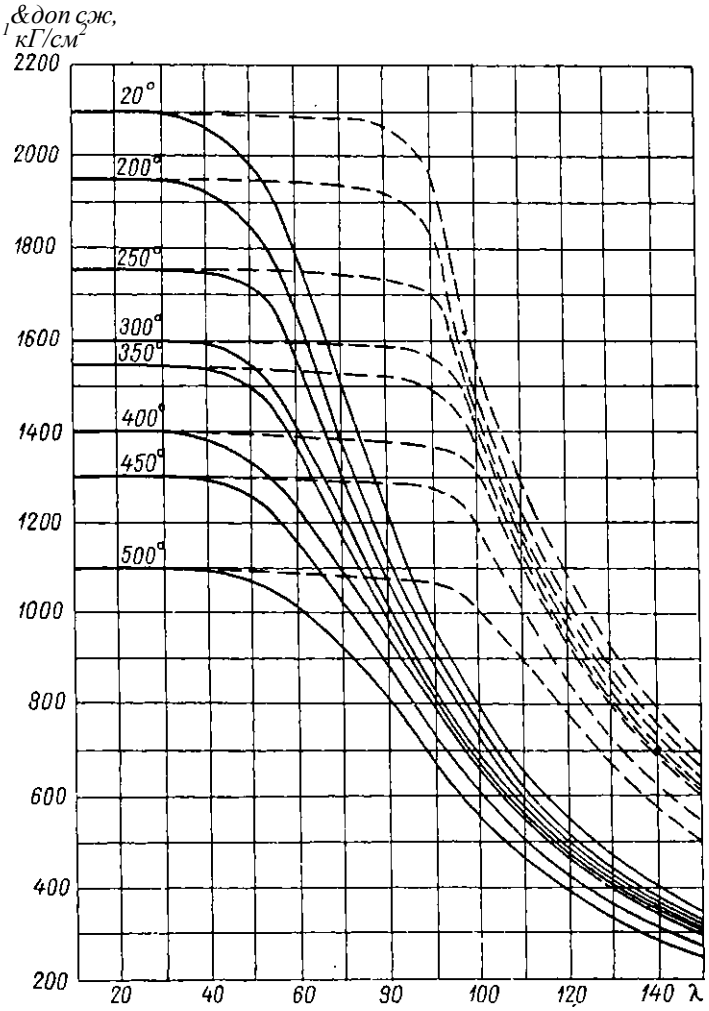
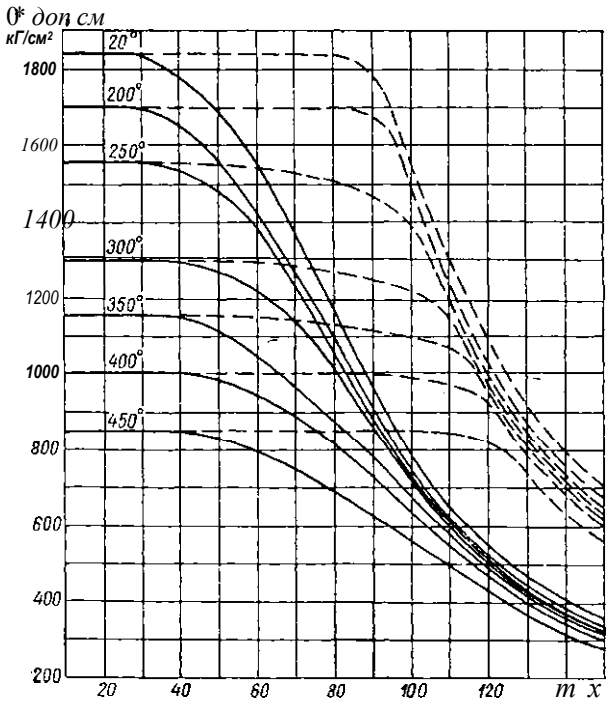


Рис. 520. Допускаемые напряжения сжатия в шпинделях из стали 35:

при расчете по l_x или при расчете по l



Р,ис\ 521. Допускаемые напряжения сжатия в шпинделях из сталей ВМСт. 5сп и ВКСт. 5сп:

при расчете по или 1 г \— -при расчете по I

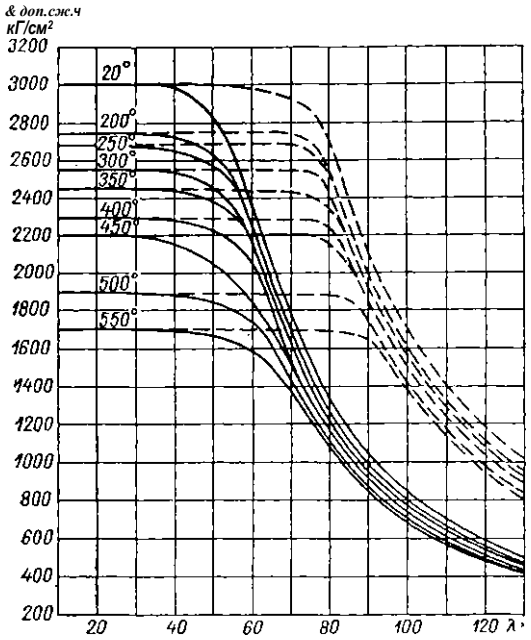


Рис. 522. Допускаемые напряжения сжатия в шпинделях из стали 40Х:

при расчете по l_1 или l_2; при расчете по l

тогда

$$\frac{я^2 £}{A_3^3}$$

следовательно,

$$я] / - On$$

Стержни у которых должны рассчитываться по формуле Эйлера.

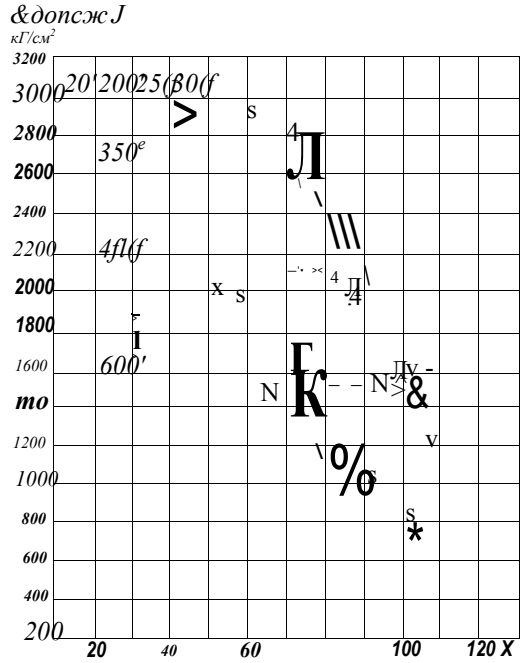


Рис. 523. Допускаемые напряжения сжатия в шпинделях из стали 25Х2МФА (ЭИЮ):

— при расчете по /, или /в; при расчете по /

Для коротких стержней, у которых X < 30, расчет на продольную устойчивость не производится; предельной нагрузкой является величина, которая вызывает напряжения, равные пределу текучести.

Для стержней, имеющих промежуточное значение 30<А,<X,Д, предельные напряжения принимаются по переходной кривой.

Кривые критических (предельных) напряжений изображены на рис. 518 вверху; они даны для стали 2Х12 (ЭЖ2) при разных температурах. По таким кривым могут быть построены кривые допускаемых напряжений, которые получаются следующим обра-

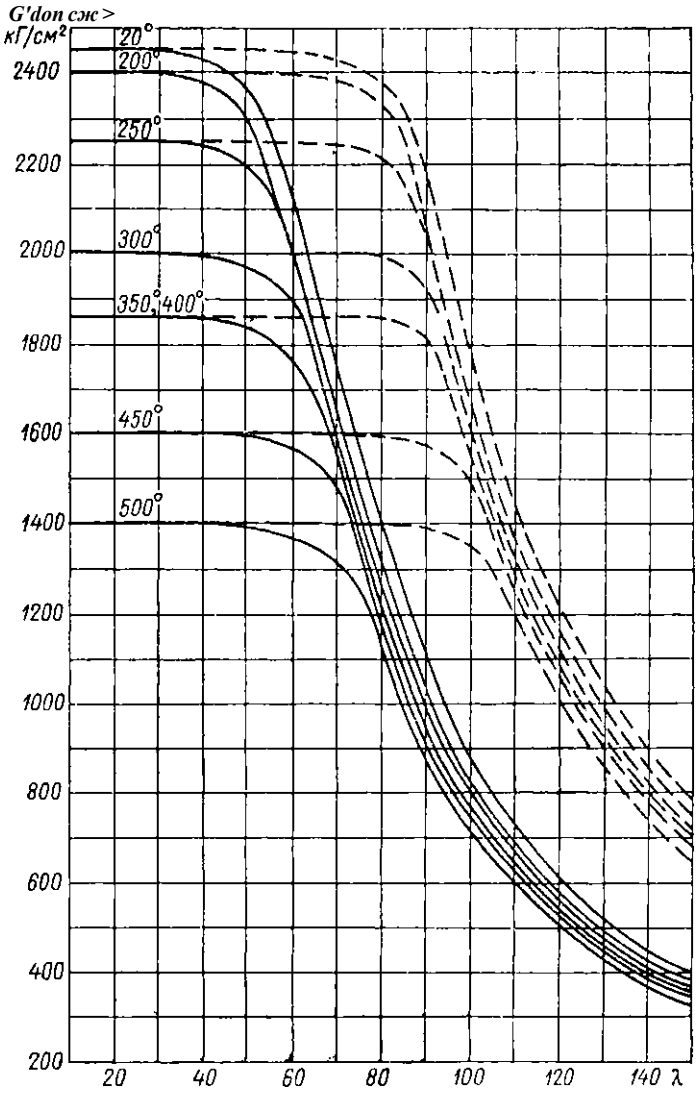


Рис. 524. Допускаемые напряжения сжатия в шпинделях из стали 2Х13:

при расчете по l_t или при расчете по I

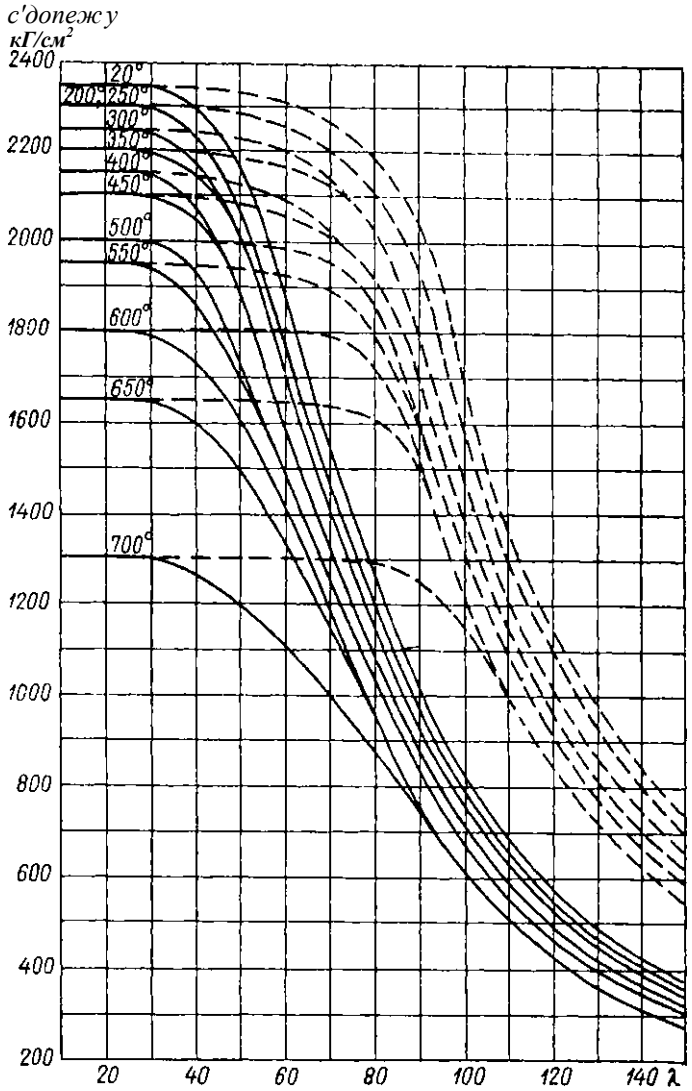


Рис. 525. Допускаемые напряжения сжатия в шпинделях из стали 4Х14Н14В2М (ЭИ69):

при расчете по l_X илИ l_2\ при расчете по I

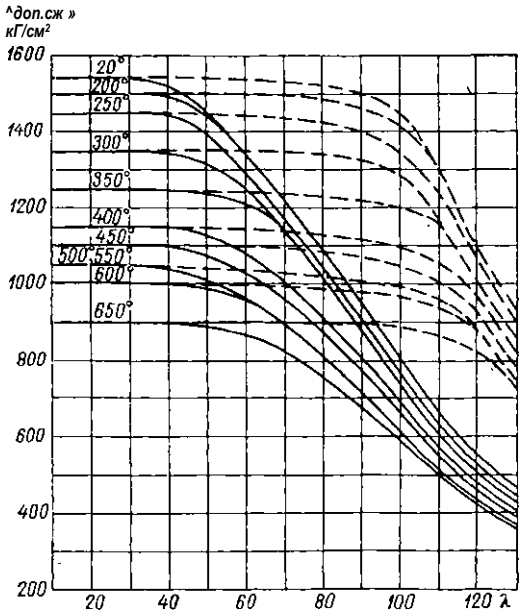


Рис. 526. Допускаемые напряжения сжатия в шпинделях из стали Х18Н10Т:

при расчете по /, или /$_2$; при расчете по I

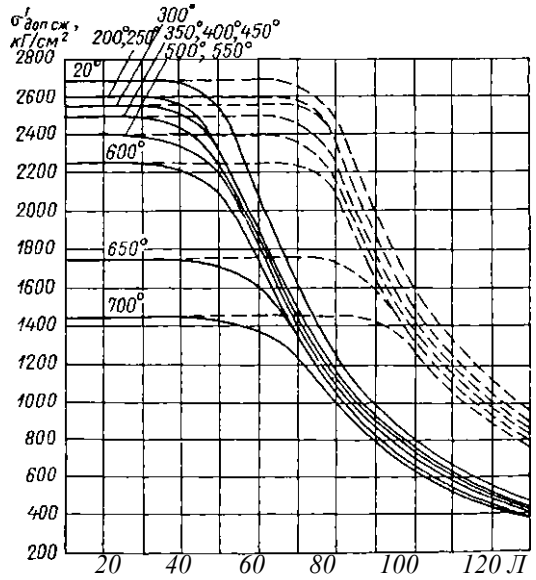


Рис. 527. Допускаемые напряжения сжатия в шпинделях из стали ЭИ612:

— при расчете по или /2; при расчете по I

зом. Принимается запас прочности по отношению к пределу текучести по табл. 155. Запас прочности по отношению к критической нагрузке выбран п — 2,5. Для промежуточных значений принимается допускаемое напряжение по переходной кривой. В результате получаются кривые допускаемых напряжений, изображенные на рис. 518 внизу.

Значение температуры для допускаемого напряжения при расчете на продольную устойчивость наглядно показано на рис 519,

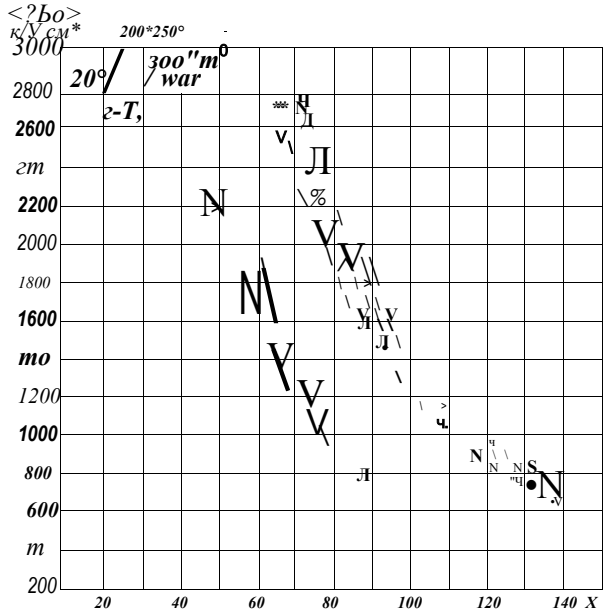


Рис. 528. Допускаемые напряжения сжатия в шпинделях из стали 1Х17Н2:

при расчете по или /,; при расчете по /

где даны кривые допускаемых напряжений для различных сталей при температурах 20 и 500° С.

На рис. 520—528 сплошными линиями показаны кривые допускаемых напряжений для некоторых марок сталей при расчетной длине шпинделя $1_г$ или $/_2$, а пунктиром — кривые при расчетной длине шпинделя /. Для других сталей кривые строятся аналогичным методом.

Таким образом, расчет шпинделей на продольную устойчивость выполняется в следующем порядке.

1. Приняв в качестве расчетной величину или $/_2$ (наибольшую из них), определяют соответствующее ей значение Х, после чего, пользуясь кривыми (сплошные линии), находят допускаемое напряжение.

2. Приняв в качестве расчетной длину /, определяют соответствующее ей значение X и, пользуясь штриховыми кривыми, находят допускаемое напряжение для этих условий.

3. Определяют предельно допустимую нагрузку, приняв наименьшее из полученных значении допускаемым напряжением при расчете на сжатие.

Расчет конструктивных элементов

Б у р т и к, воспринимающий продольную нагрузку, имеется только во вращаемых шпинделях.

При расчете буртика с опорой скольжения, без шарикоподшипника (рис. 529), следует проверить, не создаются ли в опоре чрезмерно большие давления, могущие вызвать «задирание» (повреждение) опорной поверхности,

$$Q_0 < 0{,}785\ (D\backslash - Dl)q_{6t}$$

где D_x — наружный диаметр буртика в *см*\

D_2 — диаметр отверстия в крышке в *см*\

q_6 — допускаемые давления в опоре буртика в *кГ1см*^{2}.

Значения допускаемых давлений в опоре буртика $д_б$ для стального шпинделя:

Крышка стальная	**250**	*кГ/см*^{2}
Крышка чугунная	**300**	»
В крышке бронзовая шайба	**300**	»
В крышке латунная шайба	**200**	»

Для обеспечения прочности буртика необходимо, чтобы усилие не вызывало недопустимо больших напряжений:

1) при срезе по кольцевому сечению А—А, когда условие прочности выражается формулой

$$Q_{\#} \wedge я\ d_c h_6 x_{доп}\backslash$$

2) при изгибе по кольцевому сечению А—А, когда условие прочности выражается формулой

$$Vo \frac{P_x + P_2 - 2d_c \quad nd_c h^2_6}{-\ 4} \quad изг>$$

или

$$Qo \wedge \quad \wedge бОдоп.\ изг>$$

где

$$\frac{Рг + Р_2}{2}$$

Сечение ***А—А*** рассчитывается на изгиб без учета упрочняющего влияния кольцевой формы буртика, что обеспечивает повышенный запас прочности при изгибе.

Из этих формул следует, что равнопрочность буртика на изгиб и на срез будет обеспечена при условии, что высота h_6 равна двойной ширине буртика, т. е. при $h_6 =$ $— d_c$ [допустимо h_6 ^ ^ 0,9 (Z)j — d_c)]. В этом случае достаточно произвести расчет на одну из указанных деформаций. Однако такое соотношение редко выдерживается, так как ширину буртика обычно увеличивают с тем, чтобы обеспечить нармальную работу поверхностей опоры; поэтому расчет буртика следует производить лишь на изгиб, а прочность на срез будет при этом обеспечена.

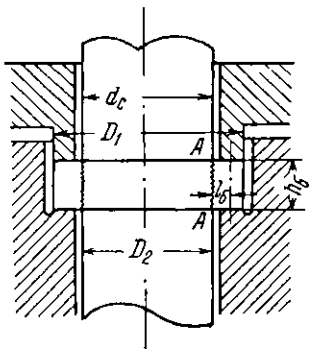


Рис. 529. Буртик шпинделя

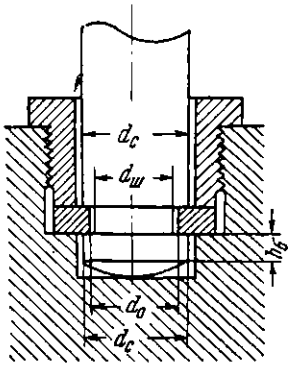


Рис. 530. Головка ввинчиваемого шпинделя

Условия работы и конструкция головок ввинчиваемого и выдвижного шпинделей различны.

Головка ввинчиваемого шпинделя имеет форму тела вращения с заплечиком, условия работы которого несколько схожи с условиями работы буртика вращаемого шпинделя.

В конструкции, изображенной на рис. 530, при закрывании затвора работает нижняя шаровая часть шпинделя, а при открывании — кольцевое заплечико, образованное выточкой.

Расчет производится с учетом следующих условий. В вентилях с подачей струи «на клапан» проверяется величина давления на кольцевой поверхности заплечика с диаметрами d_0 и d_c\

$$<?«< 0{,}785\,(d^2_c — \text{do})\,Я\,б\text{-}$$

Здесь значение q_6 те же, что и для буртика шпинделя.

Прочность шпинделя на отрыв головки проверяется по формуле

$$Qo\text{^}OjmiaOdon \quad . \quad раст\bullet$$

Во избежание изгиба заплечика обеспечивается условие

$$Qo \text{ ^ } \text{ ^ } \quad Ьб\text{^}доп.\ изг>$$

где

$$l_б = \frac{d_г - d_{ш}}{2}.$$

Проверка на срез производится по формуле

$$Q_о \leqslant \pi d_ш k_б X_{доп}.$$

В вентилях с подачей струи «под клапан» шпиндель проверяется на сжатие шейки

$$Q_о \leqslant 0{,}785 d_ш^2 G_{доп.\ сж}.$$

Головка выдвижного шпинделя обычно имеет форму прямоугольника с двумя выступами, при помощи которых перемещается клин или диски (рис. 531).

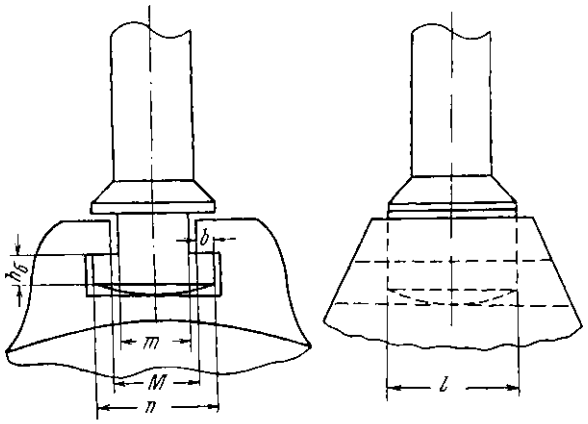


Рис. 531. Головка выдвижного шпинделя

При обработанных поверхностях головки шпинделя и клина можно считать, что нагрузку воспринимают оба выступа, при необработанных — один. Поэтому при расчете деталей с обработанными поверхностями в этом соединении выступы шпинделя рассчитываются по формулам:

на смятие

$$Q_о \leqslant 2 l_б h_{доп.\ см\ у}$$

где

$$Q_{доп.\ см} \leqslant 0{,}8 a_;$$

на изгиб

$$Q_о \leqslant \frac{4}{3} \left(M + П - 2 l_б h\right) \sigma_{адоп} \cdot и_{яг},$$

на срез

$$Q_0 \leqslant 2 h_б l_б x_{доп}.$$

При необработанных поверхностях допускаемая нагрузка принимается в два раза меньшей.

Проверка прочности шейки шпинделя на отрыв производится по формуле

$$Q_o \wedge \quad доп.\ раст\bullet$$

2. РАСЧЕТ ХОДОВЫХ ГАЕК

Ходовые гайки в арматуростроении применяются обычно с трапецеидальной внутренней резьбой. В целях экономии цветного металла гайки больших размеров изготовляются из черных металлов с внутренним вкладышем из бронзы или латуни.

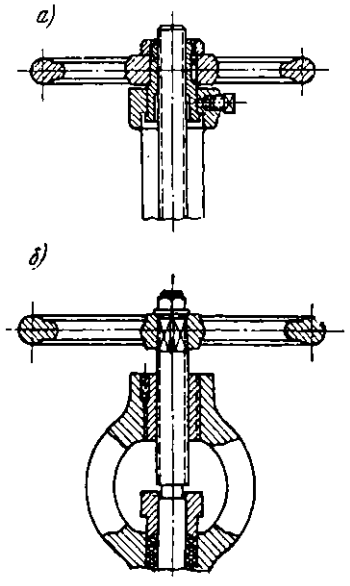


Рис. 532. Типы ходовых гаек: *а* — вращаемая гайка; *б* — невращаемая гайка

Ходовые гайки можно разделить на два основных типа (рис. 532): вращаемые и невращаемые.

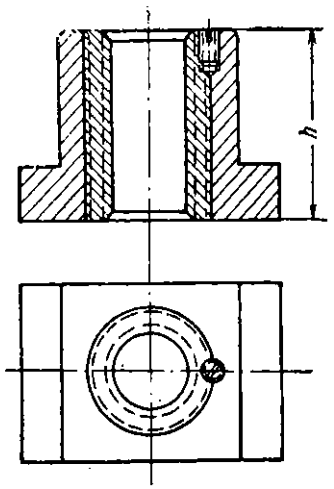


Рис. 533. Гайка с обоймой

На рис. 533 представлена гайка, состоящая из обоймы и собственно гайки; последняя имеет вид полого цилиндра, который внутри снабжен трапецеидальной резьбой, а снаружи — метрической. Внутренняя резьба служит для перемещения шпинделя, а наружная — для закрепления гайки в обойме. Гайки с внутренней трапецеидальной и наружной метрической резьбами применяются также в бугелях.

Расчет гайки подобного типа должен обеспечить прочность внутренней резьбы, наружной резьбы и тела гайки, образованного материалом, расположенным между внутренней и наружной резьбами.

Действующая нагрузка воспринимается витками резьбы неравномерно: первые витки нагружены наиболее сильно, последние — слабо. Это относится главным образом к резьбовым парам, у которых болт и гайка изготовлены из стали. В арматуре обычно шпиндель (винт) изготовляется из стали, а гайка — из бронзы или латуни, имеющей меньший модуль упругости, чем сталь. В связи с этим шпиндель оказывает выравнивающее действие на нагрузку витков гайки, и при расчете можно условно принять, что в работе участвуют все витки, по которым шпиндель соприкасается с гайкой.

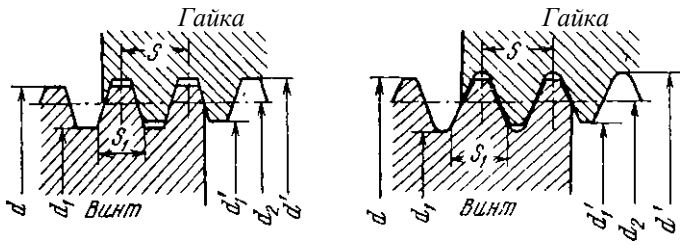


Рис. 534. Профили трапецеидальной (а) и метрической (б) резьб

Расчет на смятие производится с целью проверки величины удельных давлений на витках, так как чрезмерно высокие удельные давления приводят к быстрому износу или задиранию поверхностей. Расчет ведется по формуле

$$\sigma_{доп.\,см} \leq \frac{Q}{\ldots}$$

где Q — усилие, действующее на резьбу, в *кГ*\

(л

z — число витков, воспринимающих нагрузку (z = —

h —высота свинчивания гайки шпинделя в *см*^\

f — площадь смятия одного витка в $см^2$\ / = 0,785 (d^2 — d^2)

d и d_1 см. на рис. 534.

Значения σ_{d0tLCM} для разных материалов приведены в табл. 158.

Существующие методы предусматривают расчет резьбы на изгиб

$$\sigma_{доп.\,изг} \leq \frac{\ldots}{W} \qquad кГ/см^2$$

где $M_{изг}$ — изгибающий момент в резьбе

$$M_{изг} = Qx \quad кГ\text{-}см,$$

здесь x — плечо изгиба в *см*\

W — момент сопротивления одного витка резьбы в *см**.

Таблица 158

Допускаемые напряжения в резьбе (при работе со смазкой)

Материал гайки	$\sigma_{доп.\ см}$ в кГ/мм²			$\sigma_{доп.\ изг}$	$\tau_{доп.\ ср}$
	Подвижное соединение (трапецеидальная резьба)	Неподвижное соединение (метрическая резьба)			
		Гайка навинчивается под нагрузкой	Гайка навинчивается без нагрузки	в кГ/см²	
Бронза					
Бр.АЖМцЮ-3-1,5	300	600	1000	800	600
Бр.АМц9-2	250	600	1000	700	500
Бр.АЖН11-6-6	300	600	3000	1500	1000
Латунь					
ЛС59-1	200	400	1000	750	500
ЛК80-3Л	200	400	1000	750	500
ЛМцС58-2-2	200	400	1600	750	500
Чугуны					
СЧ15—32 и ЖЧ1	400	800	2000	600	300
Чугун ковкий КЧ36	350	700	1200	800	600
Сталь					
Х18Н10Т	250	600	1400	1100	700
2Х13 и IX17H2	300	700	2500	1600	1000
Сталь углеродистая и легированная	350	800	$0{,}7\sigma_т$	$\sigma_{доп.\ изг}$	$0{,}7\sigma_{гд\ 0{,}1\%\ изг}$
Фторопласт 4 при τ=20° С	100	100	100	110	70

* $\sigma_{доп\ изг}$ принимается равной меньшей из двух величин $\frac{\sigma_{-1}}{3{,}8}$;

Для винта

$$X = \frac{dn - dy}{2 \quad 1}; \qquad W = nd_j s?$$

Для гайки

$$X = d - d_0 \qquad W = \frac{я\ d\ si}{6}$$

Значения $а_{доп,\ изг}$ для разных материалов см. в табл. 158.

Практика показывает, что, как правило, разрушение трапецеидальной резьбы происходит либо в результате износа гайки, либо в результате среза витков на гайке по наружному диаметру шпинделя, так как из-за значительной жесткости витков шпинделя он, видимо, создает нагрузку на витки гайки, вызывающую изгиб. При деформации витков гайки точка приложения усилия на виток гайки все время перемещается к наружному диаметру, т. е. к месту заделки витка. При этом величина нагрузки, определяющей прочность витков, выражается условием

$$т. \underset{доп}{} \sim \frac{-J5L}{ZF_s}$$

где $x_{доп}$ — допускаемое напряжение на срез в $кПсм^2$ (табл.158);

f_8 — площадь витка в гайке, подвергаемая срезу, в $см^2$.

В настоящее время имеется ряд эффективных смазок как для нормальной температуры, так и для повышенных температур, причем коэффициент трения в отдельных случаях может быть доведен до |x = 0,05. Это вызывает опасность другого порядка — прекращение действия самоторможения. Вентили, например, в таких условиях могут самопроизвольно открываться под действием давления среды, что абсолютно недопустимо, так как это приводит к аварии. При низких коэффициентах трения в резьбе необходимо проверить, выдержано ли условие а < р, где а — угол подъема винтовой линии ходовой резьбы, р — угол трения (\x = tgp). Если это условие не выдержано, следует заменить шаг резьбы на следующий, более мелкий.

Расчет тела гайки зависит от формы гайки и характера распределения нагрузки. Для гайки, приведенной на рис. 533, можно считать нагрузку тела гайки незначительной в том случае, если длина свинчивания наружной резьбы соответствует длине свинчивания внутренней. В этом случае толщина тела должна быть такой, чтобы не происходило выламывания витка из тела гайки.

При расчете принимается

$$d\backslash \ — \ d_T \ ^ \ 2s_T,$$

где d_x — внутренний диаметр наружной резьбы гайки;

d_T — наружный диаметр внутренней резьбы гайки (трапецеидальной);

s_T — шаг внутренней резьбы (трапецеидальной).

При расчете конструкции гайки, изображенной на рис. 535, следует проверить прочность цилиндрической части и бурта.

Давление на опорной поверхности бурта не должно превышать величину $а_{доп. см}$ во избежании задирания, т.е.

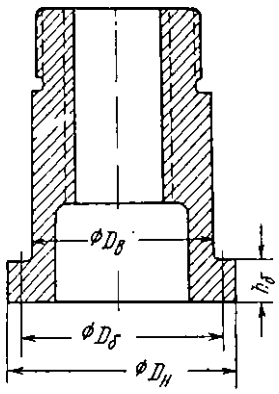


Рис. 535. Вращаемая гайка

$$\sigma_{доп.} \quad \frac{Q_o}{0{,}785\ (D1 - D1)'}$$

Значение $о_{д0ПяСМ}$ можно принять по табл. 158. Прочность цилиндрической части проверяется с учетом совместного действия растягивающего усилия и крутящего момента, создаваемых силой трения в бурте.

Бурт можно рассматривать как фланец, и толщину его $h_б$ определять как толщину фланца, нагруженного усилием $Q_{от}$ приложенным равномерно по окружности диаметра

$$D^* = \frac{D_н + D_в}{} \ см.$$

Рассчитанный таким образом бурт будет иметь большой запас прочности, так как условия работы его в данном случае более благоприятны, чем фланца.

При увеличении нагрузки по мере увеличения деформации бурта точка приложения усилия будет все время перемещаться к месту заделки, что позволяет применять упрощенный расчет бурта, заключающийся в расчете на срез по кольцевому сечению.

3. РАСЧЕТ КРЫШЕК И ШПИЛЕК САЛЬНИКА

Сальниковое устройство (рис. 536, *а)* обеспечивает плотность подвижного сопряжения, образуемого шпинделем 1 и крышкой корпуса 2. С этой целью в крышке создается полость в виде чашки, заполняемой упругой набивкой 3. Набивка уплотняется крышкой сальника 4. Для предотвращения заедания или задирания шпинделя в нижней части сальника в крышку корпуса иногда вставляется втулка (грундбукса) 5.

Крышка сальника иногда делается составной — из нажимной втулки и нажимного фланца (рис. 536, б).

В затворах малых проходов вместо нажимного фланца применяется нажимная гайка (рис. 536, *в).* При расчете на прочность элементов сальникового устройства должны быть проверены на прочность шпильки и крышки сальника.

Расчет шпилек сальника производится для уплотнения сальниковой набивки

$$Q_c = 0{,}785\ (D^2 - 4)\ Pc,$$

где P_c •= ф Р ^ (значения ф см. табл. 117).

Условия работы шпилек сальника отличаются тем, что для обеспечения плотности сальника в течение всего периода эксплуатации арматуры гайки шпилек периодически подтягивают, что усиливает износ резьбы. Поэтому для обеспечения длительного срока службы шпилек сальника желательно не ограничиваться диаметром шпильки, полученным по расчету на прочность, а принимать его следующим по величине (табл. 148).

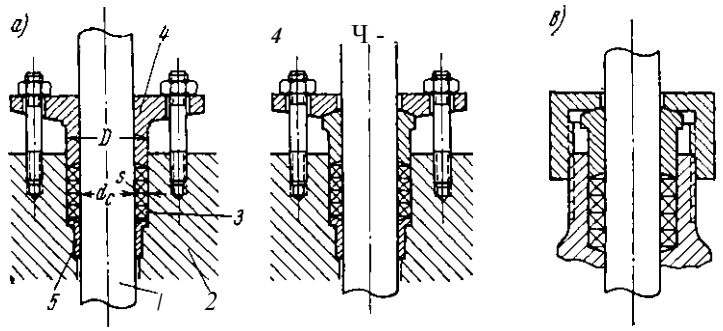


Рис. 536. Сальниковые устройства

Таким образом, при расчете шпилек сальника сначала определяют усилие Q_c, а затем, считая нагрузку на одну шпильку равной Q_c

определяют расчетный диаметр шпильки, исходя из условия

$Q_{don} = -у-$, используя табл. 148, по которой выбирается диаметр шпильки, следующий после расчетного.

Расчет крышки сальника ведется исходя из усилия Q_{dont} соответствующего этому размеру шпильки.

При затяжке гаек на кольцевой поверхности сальниковой набивки возникает реакция, действующая на торец цилиндрической части крышки сальника. В этих условиях крышка сальника деформируется так, как показано рис. 537.

Опыты, проведенные с литыми стальными крышками сальника из углеродистой стали показали, что крышка сальника для шпинделя диаметром 14 *мм* при нагрузке Q = 4500 *кГ* получила прогиб фланцевых частей (в местах под гайки) до 4—6 *мм* (рис. 537). При этом диаметр отверстия продольной оси в верхней части увеличился на 1,5—*2 мм,* в то время как в нижней части диаметр по продольной оси уменьшился примерно на 0,5 *мм.*

При испытаниях таких же крышек сальников из ковкого чугуна произошло их разрушение (рис. 538).

Расчет крышки сальника, изображенной на рис. 536, а, производится на изгиб.

Сечение А—А (рис. 539) проверяется по формуле

$$\sigma_{доп.I}$$

где

$$Bh^2$$

Значение /, B и h см. на рис. 539.

Сечение *Б—Б* расчитывается в соответствии со схемой, изображенной на рис. 540.

Расчетная формула

$$\&_{доп.изг}$$

где

'и

Момент инерции $/_п$ определяется по формуле

$$J_u = 4\text{-}\ КЯ^{*}\ \text{-}\ {}^{*}c)\ У^{2}\ \text{-}\ ({}^{c}м\ \text{-}\ {}^{D})\ (\ y\ \text{-}\ {}^{h})^{a}\ +\ (\ D\ \text{-}\ d_c)\ (\ H\ \text{-}\ уп$$

где

$$\frac{\pi}{2}\left[\frac{(D-d_c)H^{*}}{(D-dc)H} + (B_M-D)h^{*} + (B_M-D)h\right]$$

Обозначения B_{Ml} d_{c1} D, H и h см. на рис. 539.

Допускаемые напряжения на изгиб см. в табл. 159.

Таблица 159

Допускаемые напряжения в крышках сальника

Материал	Марка	$\sigma_{доп.\ изг}$ в кГ/см*
Сталь углеродистая	**25Л**	**1900**
Сталь коррозионностойкая	**Х18Н10Т**	**1900**
Ковкий чугун	**КЧ30-6**	**1500**
Модифицированный чугун	**МСЧ28—48**	**1200**
Серый чугун	**СЧ15-32**	**1000**

Расчет нажимного фланца производится также на изгиб согласно схеме на рис. 540.

Расчетная формула

$$a_{Ооп.\ изг} \wedge \frac{M}{ур}$$

где

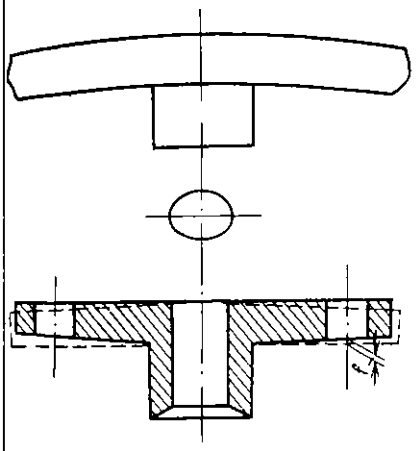


Рис. 537. Деформация крышки сальника

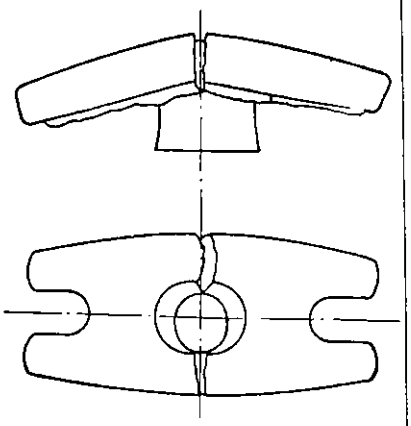


Рис. 538. Излом крышки сальника из ковкого чугуна

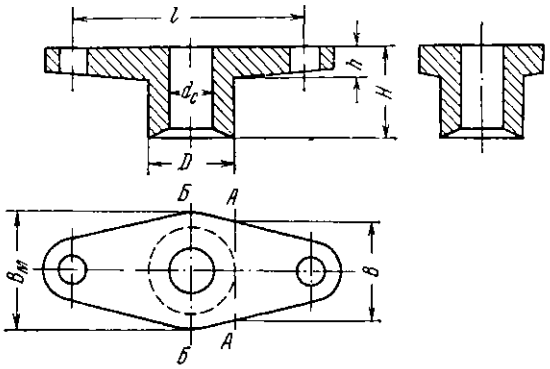


Рис. 539. Крышки сальника

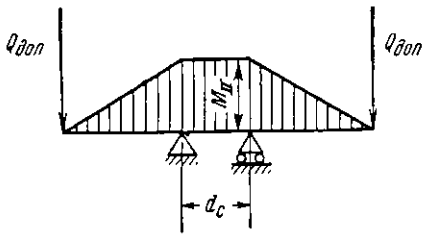


Рис. 540. Эпюры изгибающих моментов, действующих на крышку сальника

ЛИТЕРАТУРА

1. Абдуллаев А. А., Владимирский Л. М., Гефтлер Л.Н., Гинзбург М. Я. и Гуссейнов Ч.С. Автоматизация магистральных газопроводов за рубежом. М., Нефтегортопиздат, 1962.

2. Альбом графиков, приложение 18 к правилам 27—54 по применению и проверке расходомеров с нормальными диафрагмами, соплами и трубами Вентури. М., Стандартгиз, 1956.

3. Байт Л. Г. и Белозерский С. С. Регулирующие шланговые клапаны. «Механизация и автоматизация производства», 1967, № 6.

4. Борохов А. М., Ганьшин А, С. и Додонов Н.« Т. Волокнистые и комбинированные сальниковые уплотнения. М., «Машиностроение», 1966,

5. Бурцев К. Н. Металлические сильфоны. М.—Л., Машгиз, 1963.

6. Волошин А. А. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов. Л., Судпромгиз, 1959.

7. Гринченко А. И. Предохранительная пластинчатая муфта. — «Станки и инструмент», 1967, № 7.

8. Гуткин П. А. Расчет плоских деталей. М.—Л., «Машиностроение», 1966.

9. Гуревич Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. М.—Л., «Машиностроение», 1964.

10. Дьяченко А. Н. Напряженно-деформированное состояние сильфонов и его связь с долговечностью при циклическом нагружении. Автореферат диссертации. Л., 1967.

И. Жунев П. А., Котелевский Ю. М., Флеров И. И. и Эк • слер Л. И. Краны для трубопроводов. М., «Машиностроение», 1967.

12. Заринский О. Н. Регуляторы давления прямого действия. М., ЦИНТИМаш, 1961.

13. Захаров А. А. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и цилиндрических сосудов. М.—Л., Машгиз, 1958.

14. Имбрицкий М. И. и Никитин А. П. Справочник по трубопроводам и арматуре для тепловых электрических станций. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962.

15. Итсльсон Г. М. Титановое оборудование. М.—Л., «Машиностроение», 1964.

16. Кондратьева Т. Ф. Предохранительные клапаны для компрессорных установок. М.—Л., Машгиз, 1963.

17. Пржиалковский А. Л. и Щучинский С. Х. Электромагнитные клапаны. Л., «Машиностроение», 1967.

18. Ратнер А. В. Арматура для пара сверхкритических параметров. М.—Л., «Энергия», 1965.

19. Справочник по машиностроительным материалам. Под ред. Г. И. Погодина-Алексеева. Т. I и III. М., Машгиз, 1959.

20. Туник Я- А., Проскунов И. Г. и Гинзбург Р. Д. Регулирующие клапаны. М., ЦИНТИАМ, 1964.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 409

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АРМАТУРЫ

Глава I Затворы. 413

1. Основы гидравлики трубопроводов, оснащенных затворами —
2. Потеря напора в затворах. 424
3. Гидравлическое сопротивление арматуры. 434

Глава II Регулирующие клапаны. 453

1. Пропускная способность регулирующего клапана. . . . —
2. Расходные характеристики плунжеров. 467
3. Расчет и построение профилей плунжеров. 479
4. Дроссельные вентили. 507
5. Шланговые клапаны. 510
6. Гидравлические характеристики затворов. 513
7. Смесительные клапаны. 518

Глава III Предохранительные клапаны. 523

1. Введение. . . . . —
2. Рычажно-грузовые малоподъемяые предохранительные клапаны. 524
3. Пружинные малоподъемные предохранительные клапаны . . 527
4. Полноподъемные предохранительные клапаны. 532
5. Предохранительные клапаны с импульсным управлением 533
6. Отсечная арматура. 534

Глава IV. Конденсатоотводчики. 536

1. Условия работы конденсатоотводчика. . . . . —
2. Расчет конденсатоотводчиков с механическим затвором . , , —

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ АРМАТУРЫ

Глава I. Плотные соединения 542

1. Классификация плотных соединений . . . . . —
2. Условия, обеспечивающие плотность соединений 545
3. Влияние различных факторов на плотность соединения в замках затворов 548
4. Удельные давления на уплотняющих кольцах 553
5. Классификация затворов по степени плотности 568

Глава II. Сальники 569

1. Общие сведения . . . . . —
2. Усилие, необходимое для затяжки сальниковой набивки . . . 571
3. Сила трения между сальниковой набивкой и шпинделем . . . 574

Глава III. Сильфоны 575

1. Усилие, создаваемое сильфоном . . . . . —
2. Долговечность сильфонов 581

Глава IV. Потери на трение в передачах 591

1. Винтовая передача . . . . . —
2. Зубчатая передача 596
3. Червячная передача 597
4. Цепная и карданная передачи 598
5. Подшипники и подпятники . . . . . —

Глава V. Силовой расчет вентилей 600

1. Определение усилий на шпинделе, необходимых для управления вентилем . . . . . —
2. Моменты на маховике, необходимые для управления вентилем 614

Глава VI. Силовой расчет регулирующих и предохранительных клапанов 616

1. Регулирующие клапаны . . . . . —
2. Регуляторы давления 620
3. Предохранительные клапаны 621

Глава VII. Силовой расчет задвижек 624

1. Условия работы задвижек . . . . . —
2. Силы, действующие на клин задвижки 636

3. Расчет усилий, необходимых для перемещения клина при одностороннем самоуплотнении 640
4. Расчет усилий, необходимых для перемещения клина при одностороннем уплотнении с поджатием 642
5. Расчет усилий, необходимых для перемещения клина при односторонней гарантированной плотности 644
6. Расчет усилий, необходимых для перемещения клина при двусторонней гарантированной плотности 647
7. Расчет усилий, необходимых для перемещения дисков в параллельной задвижке с клиновым распором 651
8. Моменты на маховике, необходимые для управления задвижками 657

Глава VIII. Силовой расчет кранов 665

1. Расчет конусных (пробковых) кранов . . . . . —
2. Расчет шаровых кранов 671

Глава IX. Силовой расчет поворотных заслонок 674

1. Действующие моменты . . . . . —
2. Определение моментов 677

Глава X. Силовой расчет приводов арматуры 679

1. Требования, предъявляемые к приводам арматуры . . . . —
2. Скоростные характеристики арматуры . . . . . —
3. Силовые характеристики арматуры 681
4. Силовой расчет электроприводов 682
5. Силовой расчет поршневых приводов 684
6. Силовой расчет мембранных приводов с резиновой мембраной 686
7. Силовой расчет мембранных приводов с металлической мембраной 695
8. Расчет электромагнитных приводов 702
9. Расчет пружин сжатия 703

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ АРМАТУРЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Глава I. Режим работы деталей арматуры 722

1. Силовой режим работы деталей арматуры . . . . . —
2. Температурный режим работы деталей арматуры 728

Глава II. Корпуса и крышки 731

1. Расчет сферических стенок . . . . . —
2. Расчет цилиндрических стенок 733

3. Расчет стенок фасонных деталей 734
4. Расчет корпусов вентилей 737
5. Расчет корпусов задвижек 739
6. Расчет крышек 748
7. Расчет стоек 754
8. Запасы прочности и допускаемые напряжения 756

Глава III. Фланцевые соединения 757

1. Задачи расчета фланцевых соединений . . . . . —
2. Расчет усилия, необходимого для затяга прокладки 759
3. Расчет на прочность болтов и шпилек 784
4. Расчет фланцев по допускаемым напряжениям 810
5. Расчет фланцев по предельным нагрузкам 830

Глава IV. Общие детали арматуры 839

1. Расчет шпинделей . . . . . —
2. Расчет ходовых гаек 870
3. Расчет крышек и шпилек сальника 874

Литература 878

URSS.ru URSS.ru URSS.ru URSS.ru

Представляем Вам наши лучшие книги:

Математическое моделирование

Тарасевич Ю. Ю. **Математическое и компьютерное моделирование.**
Тарасевич Ю. Ю. **Перколяция: теория, приложения, алгоритмы.** **URSS**
Тарасевич Ю. Ю. **Информационные технологии в математике.**
Плохотников К. Э. **Математическое моделирование и вычислительный эксперимент.**
Мышкис А. Д. **Элементы теории математических моделей.**
Калман Р., Фалб П., Арбиб М. **Очерки по математической теории систем.**
Ваидлих В. **Социодинамика: системный подход к математическому моделированию социальных наук.**
Селезнев В. Е., Алешин В. ВКлишин Г. С. **Методы и технологии численного моделирования газопроводных систем.**
Селезнев В. Е., Алешин В. ВПрялов С. Н. **Основы численного моделирования магистральных трубопроводов.**
Селезнев В. Е. и др. **Численный анализ пожарной опасности магистральн. газопроводов.**
Селезнев В. Е. и др. **Численный анализ и оптимизация газодинамических режимов транспорта природного газа.**
Селезнев В. Е. и др. **Численный анализ прочности подземных трубопроводов.**

Акустика. Колебания и волны. Оптика

Кнудсен В. О. **Архитектурная акустика.**
Беляев С. В. **Акустика помещений.**
Крендалл И. Б. **Акустика.**
Вуд А. **Звуковые волны и их применения.**
Кабисов К. С., Камалов Т.Ф., Лурье В. А. **Колебания и волновые процессы.**
Старченко И. Б. **Динамический хаос в гидроакустике.**
Полников В. Г. **Нелинейная теория случайного поля волн на воде.**
Кравченко И. Т. **Теория волновых процессов.**
Добролюбов А. И. **Бегущие волны деформации.**
Добролюбов А. И. **Скольжение, качение, волна.**
Добролюбов А. И. **Волновой перенос вещества.**
Вилля Г. **Теория вихрей.**
Абурджаниа Г. Д. **Самоорганизация нелинейных вихревых структур и вихревой турбулентности в диспергирующих средах.**
Шаткое А. Г., Бубнов В. А., Янковский С. Ю. **Волновые явления теплопроводности.**
Стрэтт (Рэлей) Дж. В. **Волновая теория света.**
Гончаренко А. М., Карпенко В. А. **Основы теории оптических волноводов.**
Гончаренко А. М. **Гауссовы пучки света.**
Иванов Б. Н. **Мир физической гидродинамики.**
Бардзокас Д. И. и др. **Распространение волн в электромагнитоупругих средах.**
Астапенко В. А. **Поляризационные и интерференционные эффекты в излучательных процессах.**
Федоров Ф. И. **Оптика анизотропных сред.**
Шутов А. М. **Методы оптической астрополяриметрии.**
Майкельсон А. А. **Исследование по оптике.**
Саржевский А. М. **Оптика. Полный курс.**

URSS.ru URSS.ru URSS.ru URSS.ru

IIRSS.ru URSS.ru URSS.ru URSS.ru

Представляем Вам наши лучшие книги:

Механик?

Кирхгоф Г. **Механика. Лекции по математической физике.**
Жуковский И. Е. **Аналитическая механика.** **URSS**
Жуковский И. Е. **Механика системы. Динамика твердого тела.**
Жуковский Н. Е. **Кинематика, статика, динамика точки: университетский курс.**
Арнольд В. И. **Математические методы классической механики.**
Арнольд В. И., Козлов В. В., Нейштадт А. И. **Математические аспекты классической и небесной механики.**
Котельников А. П. **Винтовое счисление и некоторые приложения его к геометрии и механике.**
Кузьмина Р. П. **Математические модели небесной механики.**
Гетлинг А. В. **Конвекция Рэлея—Бенара. Структуры и динамика.**
Шмыглевский Ю.Д. **Аналитические исследования динамики газа и жидкости.**
Якобы К. **Лекции по динамике.**
Уиттекер Е. Т. **Аналитическая динамика.**
Блехман И. #., Мышкис А. Д., Пановко Я. Г. **Прикладная математика: Предмет, логика, особенности подходов. С примерами из механики.**
Пфейффер **Я. Колебания упругих тел.**
Малкин И. Г. **Методы Ляпунова и Пуанкаре в теории нелинейных колебаний.**
Малкин И. Г. **Некоторые задачи теории нелинейных колебаний.**
Малкин И. Г. **Теория устойчивости движения.**
Геккелер И. В. **Статика упругого тела.**
Новожилов В. В. **Основы нелинейной теории упругости.**
Победря Б. Е., Георгиевский Д. В. **Лекции по теории упругости.**
Георгиевский Д. В. **Устойчивость процессов деформирования вязкопластических тел.**
Петкевич В. В. **Основы механики сплошных сред.**
Русак В. Н. **Математическая физика.**
Розенблат Г. М. **Механика в задачах и решениях.**
Розенблат Г. М., Паншина А. В., Козлова З. П. **Теоретическая механика в решениях задач из сборника И. В. Мещерского. Кн. 1-3.**
Планк М. **Введение в теоретическую физику. Кн. 1-5: Общая механика; Механика деформируемых тел; Теория электричества и магнетизма; Оптика; Теория теплоты.**
Серия «Науки об искусственном»

Шамис А. Л. **Поведение, восприятие, мышление. Проблемы создания искусственного интеллекта.**
Саймон Г. **Науки об искусственном.**
Арбиб М. **Метафорический мозг.**
Тарасов В. Б. **От многоагентных систем к интеллектуальным организациям.**
Гаазе-Рапопорт М. Г, Поспелов Д. А. **От амебы до робота: модели поведения.**
Варшавский В. И., Поспелов Д. А. **Оркестр играет без дирижера: Размышление об эволюции некоторых технических систем и управление ими.**
Попов Э. В. **Общение с ЭВМ на естественном языке.**
Финн В. К. **(ред.) Интеллектуальные системы и общество.**
Редько В. Г. **(ред.) От моделей поведения к искусственному интеллекту.**

URSS.ru URSS.ru URSS.ru URSS.ru

IIRSS.ru URSS.ru URSS.ru URSS.ru

Представляем Вам наши лучшие книги:

Серия «Классика инженерной мысли»

Гуревич Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. В 2 кн.
Цытович Н.А. Механика грунтов: Краткий курс. URSS
Бриджмен П. Исследования больших пластических деформаций и разрыва.

Серия «Синергетика: от прошлого к будущему»

Пенроуз Р. НОВЫЙ УМ КОРОЛЯ. О компьютерах, мышлении и законах физики.
Хакен Г. Информация и самоорганизация.
Арнольд В. И. Теория катастроф.
Климонтович Ю. Л. Турбулентное движение и структура хаоса.
Данилов Ю. А. Лекции по нелинейной динамике. Элементарное введение.
Трубецков Д. И. Введение в синергетику. В 2 кн.: Колебания и волны; Хаос и структуры.
Князева Е. Н., Курдюмов С. П. Основания синергетики. Кн. 1, 2.
Князева Е. Н., Курдюмов С. П. Синергетика: нелинейность времени и ландшафты коэволюции.
Малинецкий Г. Г. Математические основы синергетики.
Малинецкии Г. Г., Потапов А. Б. Нелинейная динамика и хаос: основные понятия.
Малинецкий Г. Г., Потапов А. Б., Подлазов А. В. Нелинейная динамика.
Капица С. П., Курдюмов С. П., Малинецкии Г. Г. Синергетика и прогнозы будущего.
Малинецкии Г. Г. (ред.) Синергетика: Исследования и технологии.
Быков В. И. Моделирование критических явлений в химической кинетике.
Чумаченко Е. Н. и др. Сверхпластичность: материалы, теория, технологии.
Редько В. Г. Эволюция, нейронные сети, интеллект.
Чернавский Д. С. Синергетика и информация (динамическая теория информации).
Баранцев Р. Г. Синергетика в современном естествознании.
Баранцев Р. Г. и др. Асимптотическая математика и синергетика.
Тюкин И. Ю., Терехов В. А. Адаптация в нелинейных динамических системах.
Анищенко В. С. Знакомство с нелинейной динамикой.
Пригожин И. Неравновесная статистическая механика.
Пригожин И. От существующего к возникающему.
Пригожин И., Стенгерс И. Время. Хаос. Квант. К решению парадокса времени.
Пригожин ИСтенгерс И. Порядок из хаоса. Новый диалог человека с природой.
Суздалев И. П. Нанотехнология: физико-химия нанокластеров, наноструктур и наноматериалов.

Тел./факс:
(499) 135-42-46,
(499) 135-42-16,
E-mail:
URSS@URSS.ru
http://URSS.ru

Наши книги можно приобрести в магазинах:

«Библио-Глобус» (м. Лубянка, ул. Мясницкая, 6. Тел. (495) 625-2457)
«Московский дом книги» (м.Арбатская, ул. Новый Арбат, 8. Тел. (495) 203-8242)
«Молодая гвардия» (м. Полянка, ул. Б. Полянка, 28. Тел. (495) 238-5001, 780-3370)
«Дом научно-технической книги» (Ленинский пр-т, 40. Тел. (495) 137-6019)
«Дом книги на Ладожской» (м.Бауманская, ул. Ладожская, 8, стр.1. Тел. 267-0302)
«Гнозис» (м. Университет, 1 гум. корпус МГУ, комн. 141. Тел. (495) 939-4713)
«У Нентавра» (РГГУ) (м. Новослободская, ул. Чаянова, 15. Тел. (499) 973-4301)
«СПб. дом книги» (Невский пр., 28. Тел. (812) 448-2355)

URSS.ru URSS.ru URSS.ru URSS.ru

IIRSS.ru URSS.ru URSS.ru URSS.ru

Уважаемые читатели! Уважаемые авторы!

Наше издательство специализируется на выпуске научной и учебной литературы, в том числе монографий, журналов, трудов ученых Российской академии наук, научно-исследовательских институтов и учебных заведений. Мы предлагаем авторам свои услуги на выгодных экономических условиях. При этом мы берем на себя всю работу по подготовке издания — от набора, редактирования и верстки до тиражирования и распространения.

URSS

Среди вышедших и готовящихся к изданию книг мы предлагаем Вам следующие:

Гуревич Д. Ф. **Трубопроводная арматура: Справочное пособие.**

Сапунов В. Т. **Прочность поврежденных трубопроводов.**

Сапунов В. Т. **Классический курс сопротивления материалов в решениях задач.**

Матвиенко Ю. Г., Сапунов В. Т. **Сопротивление материалов в задачах и решениях.**

Фролов К. В. **(ред.) Современная трибология: Итоги и перспективы.**

Тимошенко С. П. **Колебания в инженерном деле.**

Тимошенко С. П. **История науки о сопротивлении материалов.**

Каплун А. Б., Морозов Е. М., Олферьева М.А. **ANSYS в руках инженера: Практическое руководство.**

Морозов Е. Л/., Муйземнек А. Ю., Шадский А. С. **ANSYS в руках инженера: Механика разрушения.**

Партон В. 3. **Механика разрушения: От теории к практике.**

Партон В. 3., Морозов Е. М. **Механика упругопластического разрушения. В 2 кн.**

Морозов Е. М., Зернин М. В. **Контактные задачи механики разрушения.**

Морозов Е. М., Никишков Т. П. **Метод конечных элементов в механике разрушения.**

Морозов Е. М., Солнцев С. С. **Разрушение стекла.**

Колесников Ю. В., Морозов Е. М. **Механика контактного разрушения.**

Лермит Р. **Проблемы технологии бетона.**

Вознесенский Е. А. **Динамическая неустойчивость грунтов.**

Пановко Я. Г., Губанова И. И. **Устойчивость и колебания упругих систем.**

Иванова А. П., Чердинцева О. И., Гунько В. В. **Неразъемные и разъемные соединения.**

Межуева Л. ВИванова А. Я., Гунько В. В. **Биотехнологические аспекты производства влажных смесей.**

Вайсбурд Ф. И., Панаев Г. А., Савельев Б. Н. **Электронные приборы и усилители.**

Баскаков С. И. **Лекции по теории цепей.**

Садыхов Г. С., Кузнецов В. И. **Методы и модели оценок безопасности сверхназначенных сроков эксплуатации технических объектов.**

Зверев Г. Я. **Оценка надежности изделия в процессе эксплуатации.**

Моисеев Ю.А., Челышев С. В. **Технологическая надежность сложного изделия и ее отработка.**

Калошин А.М. и др. **Наземная отработка космических аппаратов.**

Филин В. М. и др. **Оптимизация диагностики космического разгонного блока.**

Колесников А. А. **Синергетические методы управления сложными системами. Кн. 1-3.**

По всем вопросам Вы можете обратиться к нам:
тел./факс (**499) 135-42-16, 135-42-46**
или *электронной почтой* URSS@URSS.ru
Полный каталог изданий представлен
в *интернет-магазине:* http://URSS.ru

Научная и учебная литература

URSS.ru URSS.ru URSS.ru URSS.ru

Промышленная трубопроводная арматура	Конструирование трубопроводной арматуры	Расчет трубопроводной арматуры
Назначение трубопроводной арматуры Промышленная трубопроводная арматура Приводы трубопроводной арматуры	Материалы, применяемые в арматуростроении Конструирование узлов и деталей арматуры	Гидравлический расчет арматуры Силовой расчет арматуры Расчет деталей арматуры на прочность



Давид Файвушев ГУРЕВИЧ (1912-1997)

Родился 1 мая 1912 г. Свой трудовой путь начал в Ленинграде монтером в артели «Радиосвязь». В марте 1930 г. поступил на арматурный завод им. Молотова, где последовательно работал техником-мастером, контрольным мастером, инженером-технологом, старшим инженером-технологом до февраля 1938 г. Без отрыва от производства закончил Ленинградский вечерний рабочий техникум и Ленинградский центральный заочный индустриальный институт. Во время и после Великой Отечественной войны работал на инженерных должностях на разных заводах. С 1947 по 1976 гг. — в Ленинградском сельскохозяйственном институте, последовательно на должностях аспиранта, ассистента, доцента. С 1955 г. — кандидат технических наук. В 1965 г. защитил диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук, однако ВАК не утвердил это решение.

С 1947 по 1957 гг. работал по совместительству в Центральном конструкторском бюро арматуростроения, руководил расчетной группой. Итогом работы явилась изданная в 1956 г. книга «Основы расчета трубопроводной арматуры», в которой были приведены материалы по гидравлическим, силовым и прочностным расчетам трубопроводной арматуры и были даны примеры применения данных расчетов в практике арматуростроения. Книга имела большой успех, и позже следующие издания вышли под названием «Расчет и конструирование трубопроводной арматуры».

Много лет книги Д. Ф. Гуревича по расчету и конструированию трубопроводной арматуры (в том числе «Трубопроводная арматура. Справочное пособие» (1975; 1981; 3-е изд. М.: URSS, 2008)) являлись и учебником для начинающих специалистов, и руководящим материалом при проектировании, и пособием при выборе арматуры для различных видов производств, а также при эксплуатации трубопроводной арматуры. Они были широко известны не только в СССР (где имелся целый ряд конструкторских бюро, занимавшихся проектированием трубопроводной арматуры, а также около 100 арматурных и привлеченных заводов), но и среди специалистов арматурных фирм Англии, США, ФРГ, ГДР, Китая, Израиля, Польши, Венгрии, Чехословакии (несмотря на отсутствие сведений об официальных переводных изданиях). В арматурной среде Д. Ф. Гуревича называли «Классик арматуростроения». Общий тираж книг, выпущенных им по арматурной тематике, составил около 150 ООО экземпляров.

5641 ID 69428
9 785382 006666 >

НАУЧНАЯ И УЧЕБНАЯ ЛИТЕРАТУРА
1 tr 1 loCQ/fni IR.qq n,
интернет-магазин
O Z O N . r U
17749773